This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

UC-NRLF
$B 33 465

Digitized by Google

Hydro-Mech.

REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Received August 1883

Accessions No. 22579 Shelf No.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Die Hydraulik

und

die hydraulischen Motoren.

Von

G. Meißner,
Ingenieur.

Zweiter Band.

Theorie und Bau

der

Turbinen und Wasserräder.

II. Theil.

Jena,
Hermann Costenoble.
1882.

Digitized by Google

Theorie und Bau

der

Turbinen und Wasserräder.

Ein Handbuch

für Ingenieure, Fabrikanten und Constructeure.

Zum Gebrauche für technische Lehranstalten, sowie ganz besonders zum Selbstunterricht.

Von

G. Meißner,

Ingenieur in Kriens bei Luzern.

II. Theil.

Mit 45 lithographirten Tafeln.

Jena,
Hermann Costenoble.
1882.

Digitized by Google

TJ860
M4
v.2:2

22599

Digitized by Google

Inhalts-Verzeichniß.

		Seite
§ 1.	Leistung einer Wasserkraft	7
§ 2.	Art der Kraftentziehung	8
§ 3.	Lebendige Kraft des Wassers	8
§ 4.	Stoß, Action und Reaction	9
§ 5.	a. Der reine Wasserstoß	13
	b. Die Gesetze des Wasserstoßes	15
	c. Verlust an lebendiger Kraft beim Wasserstoße	16
	d. Nutzleistung des Wasserstoßes	17
§ 6.	1. Ablenkung der Wasserstrahlen durch Stoß und Action	18
	2. Geschwindigkeits-Verminderung. Wasserdruck durch Ablenkung	19
	3. Numerische Bestimmung der Geschwindigkeiten, des Wasserdruckes und der übertragenen Arbeit bei der Ablenkung	20
	4. Allgemeine Bemerkungen	23
	5. Maximum der durch Ablenkung übertragenen Arbeit	23
§ 7.	Ablenkung der Wasserstrahlen durch Reaction und Action	26
	1. Allgemeine Bemerkungen	26
	2. Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit	27
	3. Absolute und relative Durchflußgeschwindigkeiten	28
	4. Bestimmung der übertragenen Arbeit reagirender Wasserstrahlen und Reactionsdruck	29
§ 8.	A. Wasserräder	34
	a. Stoßrad oder Löffelrad	34
	b. Unterschlächtiges Rad	36
	c. Kropfrad	38
	d. Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf	39
	e. Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	39
	f. Zellenrad mit Coulisseneinlauf	40
	g. Ponceletrad	40
	h. Das oberschlächtige Wasserrad	41
	i. Das Zuppingersche Wasserrad	42
	k. Das Sagebieurad	43
§ 9.	B. Turbinen	44
	a. Turbine von Fourneyron	44
	b. Die Jonvalturbine	46
	c. Die Actionsturbinen von Fontaine, Callon und Girard	51

Digitized by Google

		Seite
	d. Das Tangentialrad von Zuppinger	54
	e. Verschiedene Turbinen-Varietäten	56
§ 10.	Die Theorie der Jonvalturbine	57
	a. Einfluß der Centrifugalkraft	57
	b. Ausfluß des Wassers aus den Leitcanälen	58
	c. Der Durchfluß des Wassers durch das Laufrad	59
	d. Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade	64
	e. Die Berechnung einer Turbine	67
§ 11.	Algebraische Darstellung der Theorie der Jonvalturbine	68
§ 12.	Der Schaufelapparat einer Jonvalturbine	72
§ 13.	Die Größe der Winkel α und β oder der Reactionsgrad	75
§ 14.	Schlußfolgerungen über die Winkelverhältnisse des Schaufelapparates	80
§ 15.	Der Austrittwinkel des Laufrades	83
§ 16.	Die Anzahl Schaufeln des Leit- und Laufrades	85
§ 17.	Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufeln	89
§ 18.	Der mittlere Durchmesser D der Turbine	92
§ 19.	Die Breite b der Radcanäle und die Höhe der Räder	96
§ 20.	Numerische Werthe der Schaufelwinkel α, β und γ	98
§ 21.	Die Reibungswiderstände im Leit- und Laufrad der Jonvalturbine	99
	a. Widerstand im Leitrade	99
	b. Stoßverluste beim Eintritt des Wassers in's Laufrad	105
	c. Widerstand oder Effectverlust im Laufrade	107
	d. Die Summe der sämmtlichen passiven Widerstände beim Durchflusse des Wassers durch die Turbine	108
§ 22.	Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w bei der Jonvalturbine	110
§ 23.	Der Wasserverlust durch den Spalt	112
§ 24.	Der Spaltenüberdruck bei über und unter dem Wasser liegenden Jonvalturbinen	115
§ 25.	Reibung der Turbine im Wasser und Reibung der Welle in den Lagern	118
§ 26.	Summe der Effectverluste einer Jonvalturbine	119
§ 27.	Der hydraulische Wirkungsgrad gegenüber dem eigentlichen (absoluten) Wirkungsgrad	121
§ 28.	Correctur der Turbinendimensionen in Berücksichtigung der Nebenhindernisse	122
§ 29.	Correctur der Ausflußgeschwindigkeit U	123
§ 30.	Correctur der Ausflußgeschwindigkeiten u und u_1	125
§ 31.	Correctur der Laufradbreite b in Folge des Spaltenverlustes	128
§ 32.	Schwierigkeit der allseitig richtigen Construction	129
§ 33.	Correctur der mittleren Umfangsgeschwindigkeit v einer Jonvalturbine	130
§ 34.	Praktische Regeln für die Construction der Jonvalturbinen	133
	1. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h	134
	2. Mittlere Wassermengen und Gefälle	134
	3. Kleine Wassermengen und größere Gefälle	135
§ 35.	Beispiele über die vollständige Berechnung von Jonvalturbinen und Correctur der Construction	136
§ 36.	Bemerkungen über die vorstehenden Regeln zur Construction der Jonvalturbinen	156

Digitized by Google

Seite

§ 37. Berechnung der Jonvalturbinen nach andern Constructionsverhältnissen 158
§ 38. Beispiele über die Berechnung von Jonvalturbinen mit verschiedenen Winkelverhältnissen 160
Schlußbetrachtungen über die gegebenen Constructionsverhältnisse . . 170
§ 39. Schaufelform der Jonvalturbinen 173
§ 40. Die Parabel als Schaufelform 174
§ 41. Bemerkungen über die Parabel als Schaufelform 177
§ 42. Bremsversuche mit Jonvalturbinen 179
a. Bremsversuche mit einer Köchlin'schen Jonvalturbine 182
b. Bremsversuche mit zwei Fontaine'schen Jonvalturbinen mit zwei Schaufelkränzen 185
c. Bremsversuche mit einer Redtenbacher'schen Jonvalturbine . . . 196
d. Die Rittinger'schen Turbinenversuche 198
e. Vierte und fünfte Rittinger'sche Versuchsturbine 202
f. Die Rittinger'schen Versuchsturbinen Nr. 6 bis 8 205
g. Vergleichung der theoretischen Resultate mit den Versuchsresultaten 209
h. Bremsversuche des Verfassers mit einer neuern zweikränzigen Jonvalturbine 211
i. Graphische Darstellung der Versuchsresultate 214
k. Bremsversuche mit der Jonvalturbine (Tafel 5) des städtischen Wasserwerkes in Bern, durchgeführt im Jahre 1878 215
§ 43. Die vortheilhaften Eigenschaften und die Aufstellungsarten der Jonval-Turbinen 218
1. Eintauchen in's Unterwasser 218
2. Anwendung der Jonvalturbine 219
3. Aufstellung der Jonvalturbine 219
4. Maximalwerth der zulässigen Saughöhe bei Jonvalturbinen . . 221
5. Das Saugrohr einer Jonvalturbine als Diffuser 223
§ 44. 1. Die nachtheiligen Eigenschaften der Jonvalturbinen 225
2. Die Regulirung der Jonvalturbine durch die Einlaufsschütze . . 226
3. Die Regulirung der Jonvalturbine durch die Ablaufschütze . . . 229
4. Regulirung der Jonvalturbine durch die Drosselklappe 231
5. Regulirung der Jonvalturbine durch die Abschließung eines Theils der Leitcanäle 233
6. Eine vollkommene Regulirung einer Jonvalturbine 236
7. Regulirung der Jonvalturbine durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze 236
§ 45. Die Differenzen in den Ueberdruck- und Winkelverhältnissen einer Jonvalturbine 238
§ 46. Verminderung der durch die Winkeldifferenzen verursachten Effectverluste 243
§ 47. Neue Construction des Schaufelapparates bei Jonvalturbinen . . . 244
§ 48. Bemerkungen über die neue Schaufel-Construction der Jonvalturbine . 247
§ 49. Regel für die neue Construction der Jonvalturbine 249
§ 50. Theoretische Entwickelung der neuen Turbinenconstruction 251
1. Bewegung einer Masse unter dem Einflusse einer constant in gleicher Größe wirkenden Kraft 252
2. Die Bewegung einer Masse unter der Einwirkung einer ungleichförmig auf dieselbe einwirkenden Kraft 254

Digitized by Google

		Seite
	3. Druck und Beschleunigung des Wassers im Laufrad einer Turbine	254
	4. Druck und Beschleunigung des Wassers im Laufrad bei verschiedenen Werthen von β	257
	5. Aufzeichnung des Schaufelapparates nach der neuen Construction	258
	Aufzeichnung der neuen Schaufel-Construction	258
§ 51.	Prüfung des Wassereintrittes und der Ueberdruckverhältnisse bei der neuen Schaufelconstruction	262
§ 52.	Correctur der theoretischen Ergebnisse für die neue Schaufelconstruction	265
§ 53.	Theorie und Construction der Girardturbinen	267
§ 54.	Die Girardturbine mit verticaler Achse	269
§ 55.	Correctur der Ausflußgeschwindigkeit U	271
§ 56.	Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade	272
§ 57.	Der Austrittwinkel des Laufrades	275
§ 58.	Construction der Girardturbinen mit verticaler Achse	277
§ 59.	Practische Regeln für die Construction der Girardturbinen	278
§ 60.	Correctur der Theorie und Construction der Girardturbine mit verticaler Achse	283
§ 61.	Regel für die Berechnung und Correctur der Girardturbinen mit verticaler Achse	285
§ 62.	Billigere Turbinen für größere Wassermengen und kleinere Gefälle	289
§ 63.	Grenzturbinen mit oder ohne Rückschaufeln für zeitweise unter Wasser arbeitende Turbinen	290
	Beispiele über die vollständige Berechnung der Girardturbinen mit verticaler Achse	292
§ 64.	Ueber den Einfluß der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes der Girardturbinen	311
§ 65.	Die Grenze der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes	313
§ 66.	Ueber das Verhältniß der Schaufelzahlen im Leit- und Laufrad einer Girardturbine	315
§ 67.	Ueber die Schaufelform der Girardturbinen mit verticaler Achse, verticalem Wasserdurchfluß	317
§ 68.	Der Einfluß der seitlichen Ausweitung des Laufrades	319
§ 69.	Die Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Girardturbinen mit verticaler Achse, verticalem Wasserdurchflusse	321
§ 70.	Art und Größe der Winkeldifferenzen	322
§ 71.	Numerische Werthe der Effectverluste durch die Winkeldifferenzen	327
§ 72.	Unmöglichkeit der Beseitigung der Winkeldifferenzen einer Girardturbine	328
§ 73.	Ueber den Einfluß der Centrifugalkraft bei einer Girardturbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchfluß	330
§ 74.	Ueber die Größe des centrifugalen Bestrebens bei der Girardturbine (mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchfluß)	333
§ 75.	Weiterer Effectverlust, verursacht durch die Winkeldifferenzen im Verein mit der Ausweitung des Laufrades	335
§ 76.	Neue Construction der Girardturbine	340
§ 77.	Aufzeichnung der neuen Schaufel-Construction	344
§ 78.	Girard-Partialturbinen mit horizontaler Achse	345
§ 79.	Die Berechnung der Girardturbinen mit horizontaler Achse	347
§ 80.	Schaufelconstruction der Girardturbinen mit horizontaler Achse	348

Digitized by Google

Seite

§ 81. Girard-Partialturbinen mit verticaler Achse 349
§ 82. Fourneyron'sche Turbinen 350
§ 83. Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung 351
Ueberblick über die verschiedenen Turbinentheorieen 353
§ 84. Das Princip der freien Abweichung 355
§ 85. Bemerkungen des Verfassers zur vorstehenden Abhandlung von Girard 395
§ 86. Untersuchung der Frage, ob und in welchen Fällen U bei Turbinen größer werden könne als $\sqrt{2gh}$ 399
a. Reactionsturbinen mit der Achse paralleler Beaufschlagung . . . 399
b. Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung 402
Einwirkung der Centrifugalkraft 402
§ 87. Einfluß der Centrifugalkraft bei Reactionsturbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung 404
§ 88. Einfluß der Beaufschlagungsart auf die Schaufelform. Turbinen mit geraden und convexen Schaufeln 405
§ 89. Einfluß der Centrifugalkraft auf die Schaufelform der radial beaufschlagten Turbinen (Reactionsturbinen) 407
§ 90. Rittinger's Turbinentheorie 408
§ 91. Bemerkungen des Verfassers zu der Rittinger'schen Turbinentheorie 427
§ 92. Redtenbacher's Turbinentheorie 429
A. Jonvalturbinen 429
B. Fourneyron'sche Turbinen 437
C. Tangentialräder 444
§ 93. Bemerkungen des Verfassers zur Redtenbacher'schen Turbinentheorie . 447
Turbinen-Theorie von Wiebe 449
Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen 453
Construction des Schaufelapparates einer Jonvalturbine nach den obigen Ergebnissen 455

Praxis des Turbinenbaues.

Vergleichende Uebersicht über die Eigenschaften der Actionsturbinen (Girardturbinen) und der Reactionsturbinen (Jonvalturbinen, Framisturbinen, Fourneyron-Turbinen u. s. w.) 460
A. Actionsturbinen 460
B. Reactionsturbinen 465
Zusammenfassung der Eigenschaften 471
Wahl des Turbinensystemes 473
Die verschiedenen Aufstellungen der Turbinen 474
Girardturbinen, Vollturbinen 474
Partiale Girardturbinen 478
Jonvalturbinen 479
Radial beaufschlagte Reactionsturbinen 481
Allgemeine Bemerkungen über die Auswahl der Aufstellungsart 482
Hauptdimensionen, Gewichte und Preise ausgeführter Girardturbinen . . . 483
Daten, Hauptdimensionen und Gewichte ausgeführter Jonvalturbinen. Von Theodor Bell u. Co., Maschinenfabrik in Kriens bei Luzern (Schweiz) . 508
Beschreibung, Berechnung und Kritik ausgeführter Turbinen und deren Anlagen 517
Turbinenanlage der Mühle Räder in Klein-München bei Linz 521

Digitized by Google

Seite

Correct regulirte Reactionsturbine von Nagel u. Kämpf in Hamburg, nach Fig. 3 und 4 Taf. 33 524
Girardturbinen-Anlage von 400 Pferdekräfte in der Campmühle in Barzin 529
Bemerkungen des Verfassers zu den vorstehenden Ergebnissen 557
Girardturbine mit horizontaler Achse für kleineres Gefälle 559
Syphonturbine des Genfer Wasserfalles 561
Bemerkungen des Verfassers zu der vorliegenden Turbinenanlage 567
Jonvalturbinen-Anlage 569
Syphonturbine der Papierfabrik in Limoges 570
600pferdige Turbinenanlage des Schaffhausener Wasserwerkes 573
Turbinenanlage von 3800 Pferden 580
Turbinen für Kleinindustrie 590
120pferdige Girardturbine 594
300pferdige Girardturbine bei 150 Meter Gefälle 599
240pferdige Turbinenanlage des städtischen Wasserwerkes in Bern 606
200pferdige Girardturbine der Baumwollspinnerei in Bülach 618
48pferdige Girardturbine der Mühle von Herrn C. Müller in Langenargen (am Bodensee) 622
45pferdige Girardturbine in der Holzschleiferei des Herrn Spiro in Petschmühle (Oesterreich) 624
Anlage zweier 135pferdiger Girardturbinen der Floret-Spinnerei Alioth u. Co. in Arlesheim 625
Wassermotor von Schmidt 628
Dimensionen und Preise der Kolbenmotoren obiger Construction . . 630 u. 631
200pferdige Turbinenanlage 632
Bemerkungen des Verfassers zur vorstehenden Turbinenanlage 636
Bremsversuche an einer Turbine von Berthouart u. Brault 636
Bemerkungen des Verfassers zu obigen Versuchsresultaten 643
360pferdige Turbinenanlage der Holzstofffabrik in Albruck (Baden) 643
Zwei 150pferdige Jonvalturbinen der Baumwollspinnerei der Herren Ammann und Wapfer in Pordenone (Italien) 645
100pferdige Jonvalturbinen-Anlage einer Holzschleiferei 649
100pferdige Girardturbine zum Betriebe einer Holzschleiferei 652
180pferdige Turbinenanlage der Spinnerei der Herren Trümpy, Wild und Streif in Tiefenstein (Baden) 655
200pferdige Jonvalturbinen-Anlage der Holzstofffabrik von Geislers in Raon (Frankreich) 658
300pferdige Jonvalturbinen-Anlage der Baumwollspinnerei der Herren Legler-Hefti u. Co. in Ponte san Pietro bei Bergamo (Italien) . . . 660
90pferdige Girardturbine der Spinnerei und Weberei der Herren Gebrüder Becker in Linthal-Glarus (Schweiz) 663
185pferdige Partialturbine der Spinnerei Telfs in Tirol 666
Zwei Jonvalturbinen-Anlagen für außergewöhnliche Verhältnisse 666
Turbinen mit Rückschaufeln von Hänel 677
Bremsversuche mit solchen 677
Wasser- und Gefällemessung 692
Messung des Nutzeffectes der Turbine 696
Eine der ersten Fourneyron'schen Turbinen in St. Blasien (im Schwarzwald) 719

Digitized by Google

Seite

Girardturbine und Tangentialrad an einer gemeinschaftlichen Achse und zwar beide Motoren mit verschiedenen Gefällen 721
Girardturbine des städtischen Wasserwerkes in Soissons 723
Fourneyron'sche Turbine mit Diffusor 725
Turbine mit freier Abweichung von Johann Jakob Rieter u. Co. in Winterthur (Schweiz) 727
Theorie und Construction der Reactionsturbinen mit radialer Beaufschlagung 729
Theorie der Reactionsturbinen mit radialer Beaufschlagung 730
Wahl der Hauptdimensionen radial beaufschlagter Reactionsturbinen . . . 734
Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung 736
Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h 737
Mittlere Wassermengen und Gefälle 739
Kleine Wassermengen und größere Gefälle 740
Beispiele über die vollständige Berechnung der Reactionsturbinen mit innerer radialer Beaufschlagung 742
Amerikanische Turbinen 749
Die amerikanischen Turbinen auf der Ausstellung in Philadelphia 769
Bemerkungen des Verfassers zu den Ergebnissen der obigen officiellen Bremsversuche an der Ausstellung in Philadelphia 789
Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung 791
Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h 791
Mittlere Wassermengen und Gefälle 793
Beispiele über die Berechnung der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung 795
Die verschiedenen Regulirungsmechanismen der Turbinen 800
Diverse andere Turbinenregulirungen 808
Bremsversuche an einer Zeidlerturbine mit äußerer Beaufschlagung, ausgeführt in der Maschinenfabrik von L. A. Riedinger in Augsburg 809
Ueber Turbinenzapfen und Lager 811
Abriß der Geschichte der Hydraulik 817

Digitized by Google

Digitized by Google

Die Praxis des Turbinen-Baues.

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

Nachdem im bisherigen Verlaufe des Werkes die theoretische Seite des Turbinenbaues behandelt worden ist, soll der folgende Theil die praktische Seite dieses Faches erörtern.

Es genügt natürlich nicht, daß eine Turbine in allen ihren Dimensionen richtig berechnet sei, sondern es ist außerdem noch eine richtige zweckmäßige Construction des Motors nebst den ihm zugehörigen Regulirvorrichtungen u. s. w. erforderlich, von welchen letztern die Brauchbarkeit einer Turbine oft ganz wesentlich abhängt.

Der erste und wichtigste Theil bei der Anlage einer Turbine ist indessen *die richtige Disposition* derselben im Verein mit der richtigen Wahl *des Turbinensystemes*.

Es giebt viele Anlagen, bei welchen die zweckmäßigste Disposition derselben sich dem Constructeur von selbst angiebt, ja so zu sagen aufdrängt, allein öfter treten Fälle ein, in welchen die Entscheidung manches Bedenken erheischt, viele Vorsicht erfordert und wirklich eine schwierige Sache genannt werden kann.

Ein Fehler in der Construction des Motors selbst läßt sich mit mäßigen Mitteln wenigstens wieder beseitigen; ein Fehler in der Disposition der Anlage und in der Wahl des Systemes dagegen ist meistens unverbesserlich, weil die Beseitigung eines solchen außer der Aenderung des Motors auch kostspielige bauliche Aenderungen im Gefolge haben würde, auf die man sich nur in den dringendsten Fällen einläßt.

Die *Projectirung* einer Turbinenanlage bildet somit den ersten und *wichtigsten Theil*, nämlich die Disponirung der Anlage nebst der Auswahl des Motors.

Die erste Frage, welche in der Regel entschieden werden soll, ist diejenige, ob eine Actionsturbine (Girardturbine, Turbine mit freier Abweichung oder sogenannte reine Actionsturbine) gebaut oder ob eine

Digitized by Google

Reactionsturbine (Jonvalturbine, Francisturbine, Fourneyronturbine, Seidler'sche Turbine u. s. w.) angewendet werden soll.

Auch hier ist die Entscheidung der Frage oft äußerst leicht und ergiebt sich manchmal ohne lange Vergleichung ganz von selbst.

Oft ist dieß hingegen auch nicht der Fall.

Im Nachfolgenden sollen nun die wesentlichsten Eigenschaften der Actionsturbinen und der Reactionsturbinen noch einmal in aller Kürze zusammengestellt werden, wobei die numerischen Daten nur als Annäherung zu betrachten und in ihrem genauen Werthe nach den im früheren Theile des Werkes aufgestellten Regeln zu berechnen sind.

Vergleichende Uebersicht

über die Eigenschaften der Actionsturbinen (Girardturbinen) und der Reactionsturbinen (Jonvalturbinen, Francisturbinen, Fourneyronturbinen u. s. w.).

a) Actionsturbinen.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate als wichtigste Größe zur Bestimmung der Dimensionen des Motors ist unabhängig von der Construction des Laufrades und einzig bedingt durch das Gefälle h und die hydraulischen Widerstände in der Zuführung des Wassers bis zum Austritt aus dem Leitapparate. Diese Widerstände vom Eintritt bis zum Austritt aus den Leitcanälen betragen nicht über 3 bis 5 Procent, und es ist somit die Ausflußgeschwindigkeit v des Wassers aus dem Leitapparate (d. h. die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad)

$$v = 0{,}95\sqrt{2gh}$$

und zwar sowohl für Turbinen mit oder ohne Ventilation, als auch für solche mit oder ohne Ausweitung des Radquerschnittes.

Diese leichte Bestimmung der Hauptgröße hat den wesentlichen weiteren Vortheil im Gefolge, daß es keine Schwierigkeit bietet, die Dimensionen des Motors auf ganz directe Weise ohne alles Probiren zu berechnen.

Der Leitapparat bildet bei diesen Turbinen einen besonderen Theil für sich, welcher mit dem Turbinenrade (Laufrade) in keiner solchen Beziehung steht, die bei der Berechnung berücksichtigt werden muß.

Digitized by Google

Das Laufrad läßt sich durch gehörige Wahl der Umdrehungsgeschwindigkeit und der Schaufelwinkel immer leicht dem Leitapparate richtig anpassen.

Bei der Actionsturbine ist die Ausflußgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\alpha + \beta)}}$$

und es muß die Summe der Winkel $2\alpha + \beta = 180^0$, also der Werth

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\alpha + \beta)} = 2 \text{ sein,}$$

damit $v = \sqrt{2 g h}$ ausfällt.

Es müssen also bei den Actionsturbinen (Fig. 8, Taf. 55) die Schaufeln des Laufrades den Radumfang beim Eintritte unter dem doppelten Winkel α der Leitschaufeln mit dem Austrittsumfang schneiden, d. h. es muß der Winkel $i = 2\alpha$ und Winkel

$$\beta = 180 - 2\alpha \text{ sein.}$$

Eine Vergleichung der Winkel der Rad- und Leitschaufeln zeigt mithin sofort, ob eine Turbine als Actions- oder Reactionsturbine gebaut ist. Sind die Radcanäle einer Actionsturbine gegen den Austritt hin ausgeweitet, so darf die Summe $2\alpha + \beta$ der Schaufelwinkel auch kleiner sein als 180^0, ohne daß der Character des Motors als Actionsturbine verloren geht, obwohl alsdann nicht mehr das Maximum des Nutzeffectes durch denselben erzielt werden kann; denn damit letzteres der Fall sei, muß die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad nicht viel größer sein, als die Umfangsgeschwindigkeit, welche nahe

$$= \tfrac{1}{2} \sqrt{2 g h} \text{ ist.}$$

Sowie sich der Werth $2\alpha + \beta$ wesentlich von 180^0 entfernt, läßt sich nicht mehr ein Eintritt des Wassers ohne Stoß und ein radial oder axial gerichteter absoluter Austritt erreichen, welches doch Bedingungen des maximalen Effectes sind.

Die Centrifugalkraft übt bei den Actionsturbinen ohne Ausweitung der Radquerschnitte dieselbe beschleunigende Wirkung auf das Wasser aus, wie bei den Reactionsturbinen, so lange die Radcanäle vom Wasser ganz ausgefüllt sind.

Sobald dieses letztere aber nicht mehr der Fall ist, die Turbine also mit freier Abweichung arbeitet (sei es mit oder ohne Ventilirungscanäle), so hört die Einwirkung der Centrifugalkraft auf die Durchflußgeschwindigkeit auf und es bleibt die ganze Berechnungsweise nebst den Dimensionen der Radcanäle dieselbe, sei es, daß das Wasser von oben

Digitized by Google

nach unten, oder aber, daß es von innen nach außen, oder von außen nach innen durch das Laufrad strömt.

Bei allen Actionsturbinen mit continuirlichem Wassereintritte nach Fig 8, Taf. 55 füllt das Wasser zwar an der Eintrittsstelle in das Laufrad die Canäle desselben ganz aus, indem das Product der normalen Weite s_1 der Radcanäle mit der relativen Eintrittsgeschwindigkeit b c genau gleich ist dem Producte der normalen Weite k der Leitcanäle mit der absoluten Ausflußgeschwindigkeit a b aus dem Leitapparate.

Hat daher das Laufrad keine Ausweitung, so darf der Winkel, unter dem die Radschaufeln den Austrittumfang schneiden, niemals kleiner sein als derjenige der Leitschaufeln.

Der Wasserstrahl füllt nur dann die Canäle des Laufrades nicht aus, trennt sich also nach Fig. 8, Taf. 55 von der convexen Schaufelfläche los, wenn das Rad in der Weise ausgeweitet ist, daß der totale normale Querschnitt der Canäle überall größer ist als an der Eintrittstelle.

Da nun eine Beschleunigung durch die Centrifugalkraft nur durch die convexen Schaufelflächen auf das im Laufrade befindliche Wasser übertragen werden kann, so folgt daraus sofort, daß diese Beschleunigungen oder überhaupt jede Einwirkung durch die Centrifugalkraft aufhören muß, sowie eine Lostrennung des Wasserstrahles von der convexen Fläche der Schaufel stattfindet. Wohl aber findet dennoch bei den achsial beaufschlagten Turbinen ein Wegfließen des Wassers von der Achse weg statt gegen den äußern Radumfang zu. Man vergleiche hiermit § 73.

Die relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes in das Rad ist bei den Actionsturbinen immer nahe $= {}^1/_2 \sqrt{2gh}$ und um so näher gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades, je kleiner die Wassermenge, je größer das Gefälle und je kleiner somit der Austrittwinkel der Laufradcanäle ist. Je größer die Wassermenge dagegen wird, um so mehr wächst die relative Geschwindigkeit gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit.

Bei den Actionsturbinen mit verticalem Wasserdurchflusse bleibt die relative Geschwindigkeit ziemlich annähernd constant vom Eintritt bis zum Austritt aus den Radcanälen, d. h. es ist in Fig. 9, Taf. 55, wenn a d = der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate und a b = der Umfangsgeschwindigkeit gesetzt wird, b d = a c die relative Geschwindigkeit nnd Richtung des Wassereintrittes in das Rad, y der Winkel, unter welchem die Radschaufeln den oberen Radumfang zu schneiden haben, ferner e i = b d die relative Geschwindigkeit des Wasseraustrittes und Durchflusses durch das Rad.

Digitized by Google

Da diese letztere Geschwindigkeit bei allen mit reiner Action arbeitenden Turbinen vom Eintritt bis zum Austritt nahezu constant bleibt, so folgt daraus, daß bei allen diesen Turbinen die Querschnitte der Canäle an allen Punkten des Laufrades gleich groß und daß mithin auch die normale Weite i der Canäle an allen Stellen gleich sein kann, wenn ein regelmäßiger Durchfluß des Wassers stattfinden soll.

Aus diesem Grunde können die Schaufeldicken nach Fig. 10, Taf. 55 in der Mitte der Canäle größer sein, sodaß i an sämmtlichen Punkten des Canales gleich ausfällt. Hänel hat diese Schaufeln (sogenannte Rückschaufeln) zuerst in Anwendung gebracht. Bringt man diese constante Canalweite nicht an, so wird man durch das Bestreben, eine das Auge befriedigende schöne, (sich sanft konisch verengende) Canalform zu erhalten, leicht verführt, den Winkel der Radschaufeln beim Austritt kleiner zu nehmen als beim Eintritte, in welchem Falle das Wasser nicht mehr durch das Rad fließt, sondern, wie man an Tangentialrädern oft bemerken kann, theilweise wieder am Eintrittumfang selbst das Rad verläßt. Denn so wie das Rad nicht ausgeweitet ist, soll der Querschnitt und mithin die normale Weite i der Canäle beim Ein- und Austritt gleich sein, was nur dann der Fall ist, wenn die Schaufeln den Radumfang beim Ein- und Austritt unter demselben Winkel schneiden.

Wesentlich anders gestalten sich die Verhältnisse, wenn der Querschnitt des Rades nach Fig. 1 Taf. 54 ausgeweitet ist, namentlich aber, wenn auch seitliche Ventilirungscanäle i angebracht sind. Auch hier bleibt die relative Durchflußgeschwindigkeit durch die Canäle annähernd constant; es kann aber bei einer 3 bis 4fachen Ausweitung des Querschnittes die normale Weite e beim Eintritt 2 bis 3 mal größer sein, als diejenige beim Austritt, ohne daß der frei abfließende Strahl den Canal ganz ausfüllt. Der Austrittwinkel y kann daher bei größeren Gefällen und kleineren Wassermengen in diesem Falle außerordentlich klein gehalten werden, was günstig für die Nutzleistung ist. Bei Turbinen mit großen Wassermengen läßt sich die Ausweitung nicht soweit durchführen, da man sonst zu große Dimensionen für die größte Radbreite erhält. Eine 2 bis $2^1/_2$fache Ausweitung wird indessen in allen Fällen angewendet.

Intermittirender Wassereintritt mit getrenntem Strahle. Bei dem unterbrochenen Wassereintritte oder bei der freien Abweichung mit getrennten Strahlen, welche bei den innen beaufschlagten sogenannten Tangential- oder Centrifugalturbinen nach Girard'schem System Fig. 13 Taf. 54, oder auch schon bei den gewöhnlichen Tangentialrädern, Fig. 14 Taf. 54, ausschließlich zur An-

Digitized by Google

wendung kommt, gestalten sich die Querschnittsverhältnisse der Canäle ganz ähnlich.

Sehr häufig giebt diese Anordnung zu einer fehlerhaften Construction Veranlassung, indem man zur Bestimmung der normalen Weite der Radcanäle beim Austritt (namentlich bei Tangentialrädern) die ganze Theilung des Leitapparates am inneren Umfang des Rades als Eintrittquerschnitt des Laufrades berechnet findet, in welchem Falle dann bei nicht sehr starker Ausweitung des Rades nicht alles Wasser durch das Rad geht, sondern theilweise am äußeren (am Eintrittumfange) wieder das Rad verläßt, ohne seine lebendige Kraft abgegeben zu haben.

Es ist ein Irrthum zu glauben, daß eine Actionsturbine nicht im Unterwasser arbeiten könne, ohne Beeinträchtigung des Nutzeffectes zu erleiden. Eine vollbeaufschlagte Actionsturbine arbeitet auch ohne die Hänelschen Rückschaufeln ganz ebenso vortheilhaft im Unterwasser, als eine Reactionsturbine, so lange der Abfluß zwar mit freier Abweichung, aber mit geformtem (begrenztem) Strahle stattfindet, d. h. so lange die Mündung der Canäle vom Strahle ausgefüllt wird. Eine Actionsturbine, welche im Unterwasser gut arbeiten soll, muß daher immer mit geformtem Strahle ausgeführt werden, die Rückschaufeln aber sind bei ausgeweitetem Rade unnütz.

Eine Partialturbine soll immer als Actionsturbine gebaut werden, und wenn der Eintritt des Wassers in getrennten Strahlen (unterbrochen) stattfindet, soll dieselbe mit starker Ausweitung und mit Ventilirungscanälen versehen sein, denn ohne diese wird ein solcher Motor niemals gut arbeiten können.

Ventilirungscanäle sind bei allen Actionsturbinen außer denjenigen mit geformten Strahlen vortheilhaft, sei es mit oder ohne Ausweitung des Radquerschnittes.

Ob der Motor mit ganz freier Abweichung und Ventilation angeordnet ist, oder mit geformten Strahlen arbeitet, immer wird die Ausweitung des Radquerschnittes nothwendig sein.

Die Regulirung kann bei den Actionsturbinen unbeschadet des guten Effectes so angebracht sein, daß der Abfluß sich auf eine fortlaufende Anzahl Canäle erstreckt, oder daß abwechselnd ein oder mehrere Canäle offen oder geschlossen sind. Die Regulirung durch Abschließen eines Theiles der Leitcanäle ist correct und gestattet die Erzielung einer Leistung nahezu proportional der vorhandenen Wassermenge.

Eine richtige selbstthätige Regulirung kann weder durch den Centrifugalregulator noch durch den Schaufelregulator von Nagel u. Kaemp erzielt werden, denn wenn bei verminderter Wasserzufluß Motor

Digitized by Google

und Regulator sich langsamer bewegen, so öffnet der letztere mehr Leitcanäle, während er in diesem Falle schließen sollte. Diese Regulatoren wirken also nur dann richtig, wenn überflüssiges Wasser vorhanden ist, oder wenn bei einer plötzlichen Entlastung des Motors (durch Außerbetriebsetzung einer Anzahl Maschinen oder dergl.) derselbe eine zu rasche Bewegung annimmt.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Actionsturbinen ist bedeutend kleiner als diejenige der Reactionsturbinen und zwar circa gleich $0{,}5\sqrt{2gh}$ oder einer mit $^2/_3$ derjenigen Reaction arbeitenden Turbine. Actionsturbinen sind daher immer anzuwenden, wenn bei hohen Gefällen die Anzahl Umdrehungen nach Möglichkeit reducirt werden soll.

Partialturbinen müssen da angewendet werden, wo bei hohem Gefälle und verhältnißmäßig kleiner Wassermenge die Dimensionen einer Vollturbine zu klein und die Anzahl Umdrehungen zu groß ausfallen.

Vermöge der Gleichheit der atmosphärischen Pressung in und außer der Turbine darf das Laufrad einer Actionsturbine in größerem Abstande vom Leitapparate angebracht sein, ohne daß ein Wasserverlust oder eine andere nachtheilige Wirkung entsteht.

Girardturbinen können auf Vorrath gebaut werden, da ein und derselbe Motor für ganz verschiedene Wasserkräfte correct arbeitet, so lange die Summe der erforderlichen Austrittquerschnitte innerhalb der durch die Regulirung gegebenen Grenze liegt, wobei sich nur die Umfangsgeschwindigkeit ändert.

b) Reactionsturbinen.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate ist eine von den Schaufelwinkeln abhängige Größe, kann also erst dann bestimmt werden, wenn diese Winkel festgesetzt sind. Die Größe dieser Winkel kann nun aber innerhalb weiter Grenzen unbeschadet der Nutzleistung des Motors willkürlich gewählt werden. Der verwickelte Zusammenhang zwischen der Ausflußgeschwindigkeit und der Construction des Leit- und Schaufelapparates erschwert wesentlich ein rationelles directes Vorgehen bei der Construction einer mit Reaction arbeitenden Turbine; denn dieses rationelle Vorgehen würde darin bestehen, von vorn herein einen bestimmten Reactionsgrad, den vorhandenen Verhältnissen entsprechend, anzunehmen und aus der dadurch gegebenen Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate die Dimensionen des Motors zu bestimmen, welches Verfahren den meisten Practikern zu schwierig und weitläufig erscheinen dürfte.

Die vorhandenen Regeln zur Bestimmung der Dimensionen sind

Digitized by Google

rückwärts abgeleitete Formeln und gestatten nur durch weitläufige Behandlung die Berechnung des Reactionsgrades der Turbine, und in den meisten Fällen findet man diesen Reactionsgrad deshalb nirgends angegeben, obwohl er eigentlich die Fundamentalgröße dieser Turbinengattung genannt werden kann.

Bezeichnet bei einer Reactionsturbine α den Winkel der Leitschaufeln (Fig. 15 Taf. 54) mit dem untern Leitradumfang, β denjenigen der Radschaufeln mit dem obern Laufradumfang, so ist die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen

$$v = \sqrt{g\,h \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\alpha + \beta)}}$$

und es muß die Summe $2\,\alpha + \beta$ kleiner sein als 180^0, wenn die Turbine mit Reaction arbeiten soll. Je kleiner diese Summe ist oder je größer der Werth

$$180^0 - (2\,\alpha + \beta)$$

ist, um so größer wird der Reactionsgrad der Turbine, um so bedeutender der Spaltenüberdruck und um so kleiner die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitcanälen ausfließt. Sowie die Sume $2\,\alpha + \beta$ den Werth von 180^0 erreicht, hört die Turbine auf, mit Reaction zu arbeiten, und es bildet alsdann der Motor eine sogenannte Grenzturbine, d. h. es werden die Canäle des Laufrades noch ganz vom Wasser angefüllt, ohne daß aber das im Leitrad befindliche Wasser noch auf das im Laufrad befindliche Wasser drückt. Es ist somit in diesem Falle der Spaltenüberdruck aufgehoben, und der Motor arbeitet mit reiner Action.

Wird dagegen der Werth von $2\,\alpha + \beta$ größer als 180^0, so wird

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\alpha + \beta)}$$

größer als 2 und die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate größer als $\sqrt{2\,g\,h}$, indem die Wirkung der Centrifugalkraft auf das die Laufradcanäle ganz ausfüllende Wasser den Ausfluß beschleunigt, während gleichzeitig die Austrittquerschnitte des Laufrades größer sind als diejenigen des Leitapparates. Bei diesen Verhältnissen wird also der Spaltenüberdruck negativ, d. h. es findet ein Ansaugen von Luft (oder bei eingetauchter Spalte Wasser) durch die Spalte statt.

Eine wesentliche Bedingung einer gut wirkenden Reactionsturbine ist die, daß die Canäle des Laufrades ganz vom durchfließenden Wasser

Digitized by Google

ausgefüllt sein müssen, denn sowie dieses nicht mehr der Fall ist, ist die theoretische Maximalleistung nur noch

$$\frac{1000\,Q\,U^2}{2\,g}\ \text{kgm.},$$

wenn U die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate und Q die Wassermenge in Kubikmetern pro Secunde bezeichnet. Der Werth $\sqrt{2\,g\,h} - U$ repräsentirt alsdann den Geschwindigkeitsverlust durch die mangelhafte Uebereinstimmung der Verhältnisse.

Die Centrifugalkraft übt bei jeder Reactionsturbine einen wesentlichen Einfluß auf die Durchflußgeschwindigkeiten des Wassers aus, und es muß derselbe wohl in Betrachtung gezogen werden, da die Wirkung eine beschleunigende ist beim Durchfluß des Wassers von innen nach außen, dagegen eine verzögernde beim Durchfluß von außen nach innen (Turbinen von Francis und Lejeune).

Jedoch muß besonders hervorgehoben werden, daß durch die Einwirkung der Centrifugalkraft auf das Wasser auch im Falle seiner Beschleunigung kein Gewinn an Kraft entstehen kann, da die Beschleunigung nur vermittelst der dem Rade ertheilten Bewegung, also auf Kosten der Nutzleistung der Wasserkraft hervorgebracht werden kann.

Diese Beschleunigung ist also nur eine Umwandlung der dem Wasser ohnedies innewohnenden lebendigen Kraft, welche nur vermehrte Reibungswiderstände im Gefolge hat, die also keine nützliche Arbeit leistet, aber eben unvermeidlich ist.

Aus demselben Grunde übt eine Verzögerung der Durchflußgeschwindigkeit durch die Centrifugalkraft keineswegs eine nachtheilige Wirkung auf die Nutzleistung des Motors aus, denn eine solche Verzögerung kann nur entstehen bei Verlängerung der Dauer, während welcher das Wasser im Rade verweilt, d. h. der verminderte Wasserdruck wirkt während einer längeren Zeitdauer auf das Rad ein.

Die Centrifugalkraft bewirkt also hier, daß der Motor andere Dimensionen erhält, als dies ohnedem der Fall gewesen wäre, was aber auf die Leistung nicht weiter nachtheilig influirt. Im Gegentheil trifft bei dieser Anordnung des Motors die durch die Centrifugalkraft verminderte Durchflußgeschwindigkeit sehr gut mit der am inneren (kleineren) Radumfange vorhandenen kleineren Umfangsgeschwindigkeit zusammen, sodaß die Centrifugalkraft hier sogar die indirecte Ursache wird, daß die durch die Theorie bedingten günstigsten Verhältnisse sich am annähernden realisiren lassen, sodaß diese Anordnung unter sonst gleichen Umständen theoretisch die beste ist. —

Die relative Geschwindigkeit des Wassers in den Rad-

Digitized by Google

canälen ist bei den Reactionsturbinen kein constanter Bruchtheil der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, variirt vielmehr mit dem Reactionsgrad des Motors. Aber auch bei ein und demselben Motor ist die relative Geschwindigkeit in den Radcanälen veränderlich und bleibt sich innerhalb desselben Canales keinen Augenblick gleich.

Bezeichnet nun bei einer Reactionsturbine, Fig. 15 Taf. 54 die dem Gefälle entsprechende Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, so ist die Ausflußgeschwindigkeit ad, mit welcher das Wasser die Leitcanäle verläßt, kleiner als ae und die relative Geschwindigkeit bd des Wassereintrittes im Laufrad wiederum kleiner als ad, weil die Summe $2\alpha + \beta$ kleiner ist als 180°.

Nennt man $\sqrt{2gh} = ae = v$ und $ad = v_1$, so ist der Unterschied

$$de = v - v_1$$

und die diesem Unterschiede entsprechende Druckhöhe

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Mit dieser Druckhöhe h_1 drückt also das Oberwasser noch auf das in den Radcanälen befindliche Wasser, und es ist h_1 der sogenannte Spaltenüberdruck.

Dieser Ueberdruck vermehrt während der Dauer des Wasserdurchflusses die relative Geschwindigkeit im Laufrade, welche anfänglich nur $= bd$ ist, in der Weise, daß dieselbe beim Austritt aus den Radcanälen je nach Umständen gleich, kleiner oder größer ausfallen kann, als die totale Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, und dem entsprechend ist die normale Weite i der Radcanäle beim Austritt zu bestimmen, wobei außerdem noch auf die Vermehrung oder Verminderung der Geschwindigkeit infolge der Einwirkung der Centrifugalkraft Rücksicht genommen werden muß.

Man ersieht daraus, daß die Verhältnisse sich hier in einer ansehnlichen Weise compliciren, so daß eine ganze Reihe von Rechnungen durchzuführen sein wird, wenn es sich um die genaue Bestimmung der vortheilhaftesten Abmessungen und der Geschwindigkeiten des Wassers und des Motors handelt.

In keinem der gegenwärtig gebräuchlichen technischen Handbücher sind einfache practische Regeln angegeben, wie eine Reactionsturbine mit bestimmtem Reactionsgrad angeordnet werden muß. Durch constructives Verfahren läßt sich oftmals manche complicirte Rechnung umgehen.

Der intermittirende Wassereintritt kann bei einer Reactionsturbine nur mit großem Verluste an lebendiger Kraft in Anwendung gebracht werden.

Digitized by Google

Abgesehen davon, daß bei ununterbrochenem Wasserstrahle die ganze lebendige Kraft $\frac{v^2 - v_1^2}{2g}$ verloren geht, weil nach der Unterbrechung des Strahles das Oberwasser nicht mehr auf das im Radcanale befindliche Wasser drückt, also der ganze Spaltenüberdruck verloren geht, so bewirkt der letztere auch noch eine Beschleunigung des Wassers in den Leitcanälen, welche dasselbe mit einer Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ zu verlassen strebt.

Das vorhandene Wasser tritt daher mit einer überhaupt unrichtigen Geschwindigkeit und Richtung in das Laufrad ein; es entstehen Stöße beim Ein- und Austritt, so daß an eine gute Wirkung nicht zu denken ist.

Nichtsdestoweniger findet man in neuester Zeit häufig Reactionsturbinen nur partiell oder gar mit unterbrochenen Strahlen beaufschlagt, indem eine complete Regulirung, wie bei einer Girardturbine, an Jonvalturbinen und Francisturbinen angebracht wird.

Sei es, daß die Turbine nur partiell beaufschlagt wird und der beaufschlagte Theil ununterbrochen zusammenhängt, oder in symmetrischer Vertheilung auf dem Radumfange abwechselnd einige Canäle geschlossen werden, in beiden Fällen kann die Wirkung des Wassers theilweise nur eine mangelhafte sein und nimmt die geleistete Arbeit keineswegs proportional mit der Wassermenge, sondern wesentlich rascher ab, sodaß bei $^1/_8$ des der vollen Beaufschlagung entsprechenden Wasserquantums die Nutzleistung nur $^1/_4$ bis $^1/_5$ derjenigen bei voller Beaufschlagung wird.

Ganz correct dagegen ist die Regulirung einer Reactionsturbine mit 2 oder mehreren concentrisch angeordneten Radkränzen, von denen einer oder 2 vollständig durch einen Ring zugedeckt werden, so daß der obere Theil mit ganz voller Beaufschlagung arbeitet. Die Regulirung einer Reactionsturbine dagegen wie bei einer Girardturbine anzubringen, heißt eine einfache Sache durch eine complicirte ersetzen. Doch Kleider machen Leute und Regulirungen Turbinen! — es ist nun einmal Mode, Jonvalturbinen mit Girard'schen Regulirungen zu versehen.

Bei den Reactionsturbinen sind die hydraulischen Widerstände des Wassers vom Eintritt ins Laufrad bis zum Austritt aus dem Laufrade kleiner als bei den Actionsturbinen, weil bei den ersteren nur ein Theil des Druckes in Geschwindigkeit übergeht. Denn da im Laufrade diese Geschwindigkeit wieder in Pressung übergeht, die Umwandlung also eine doppelte ist, die Reibungs- und Stoßverluste aber dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional sind, so müssen bei

Digitized by Google

der kleineren Geschwindigkeit des Wassers in den Reactionsturbinen sämmtliche Verluste kleiner ausfallen.

Eine Reactionsturbine darf niemals als Partialturbine gebaut werden, da sie als solche immer nur mangelhafte Dienste leisten kann. Aus demselben Grunde darf niemals ein intermittirender Wassereintritt bei einer Reactionsturbine zur Anwendung kommen.

Die Regulirung muß bei einer Reactionsturbine immer so beschaffen sein, daß die Summe der Querschnitte der Austrittcanäle beim Leit- und Laufrade genau in demselben Verhältnisse kleiner oder größer werde; denn in jedem anderen Falle wirkt die Regulirung nicht correct.

Die Realisirung dieser Bedingung verursacht fatale constructive Schwierigkeiten, und es ist diese Eigenschaft die alleinige Ursache, daß die Reactionsturbinen in neuerer Zeit gegenüber den Actionsturbinen sehr in den Hintergrund gedrängt worden sind.

Reactionsturbinen können unbeschadet des Wirkungsgrades in beliebiger Tiefe im Unterwasser arbeiten.

Die Dimensionen einer Reactionsturbine fallen etwas geringer, als diejenigen einer Actionsturbine mit Ausweitung des Radquerschnittes, aber etwas größer aus als diejenigen einer Actionsturbine mit parallelen Radkränzen.

Die Schaufelkrümmung ist bei Reactionsturbinen flacher, daher leichter auszuführen als bei den Actionsturbinen.

Die Umfangsgeschwindigkeit wird bei Turbinen mit starkem Reactionsgrade größer als bei Actionsturbinen, nämlich nahe gleich $\sqrt{2gh}$, und eignen sich diese daher besonders für kleine Gefälle, wo eine möglichst große Umdrehungszahl angestrebt werden soll.

Durch den Spaltenüberdruck geht bei den Reactionsturbinen Wasser durch die Spalte verloren und es müssen dieselben daher äußerst sorgfältig zusammengearbeitet sein, damit die Spalte (Abstand des Leit- und Laufrades) möglichst klein ausfällt, die ohnedies beim Auslaufen der Pfanne größer wird.

Auch bei den Reactionsturbinen kann die Ausweitung des Radquerschnittes mit Vortheil angewendet werden, um einen kleinen Austrittwinkel und eine kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit zu erlangen.

Es kann bei Reactionsturbinen ferner der Oberwasserzapfen ganz auf dieselbe Weise angebracht werden, wie bei den Girardturbinen.

Digitized by Google

Eine Reactionsturbine kann dagegen niemals auf Vorrath gebaut, muß vielmehr jedesmal nach der vorhandenen Wasserkraft berechnet und ausgeführt werden.

Hinsichtlich der Leistung eines selbstthätigen Regulators gilt bei den Reactionsturbinen ganz dasselbe wie bei den Actionsturbinen.

Zusammenfassung der Eigenschaften.

Aus den vorstehenden Vergleichen folgt, daß eine correct regulirte Reactionsturbine hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit einer Girardturbine in keiner Weise nachsteht, daß aber infolge der leichten Realisirung einer correcten Regulirung bei den Actionsturbinen und der Möglichkeit einer beliebigen partiellen Beaufschlagung das letztere System in gar vielen Fällen den Vorzug verdient.

Wo eine constante Wasserkraft zur Verfügung steht, der Kraftbedarf ebenfalls unveränderlich ist, ist eine Reactionsturbine ohne alle Regulirung der billigste und einfachste Motor.

Wo die Localverhältnisse die Aufstellung der Turbine zwischen Ober- und Unterwasserspiegel bedingen, muß immer eine Reactionsturbine angewendet werden.

Bei stark veränderlichem Unterwasserspiegel, wo bei Hochwasser der Motor ins Unterwasser eintaucht, ist eine hydropneumatisirte Girardturbine, sowohl hinsichtlich der Leistungsfähigkeit als der Gestehungskosten gleichwerthig einer mit correcter Regulirung versehenen Reactionsturbine. Genügt für diesen Fall aber eine Regulirung innerhalb weiterer Grenzen, so ist eine Reactionsturbine mit mehreren concentrischen Radkränzen der billigste Motor.

Bei constanter Wassermenge und veränderlichem Unterwasserspiegel bei ebenfalls veränderlichem Kraftbedarf giebt es keinen zweckmäßigeren und billigeren Motor, als eine Reactionsturbine mit Drosselklappenregulirung.

Bei sehr kleinen Gefällen und großen Wassermengen sind Reactionsturbinen unbedingt den Actionsturbinen vorzuziehen, da sie besser arbeiten und bedeutend billiger sind.

In allen übrigen Fällen und bei normalen Verhältnissen treten dagegen die meisten Vortheile auf Seite der Actionsturbinen ins Feld, und es wird sonach in gebirgigen Gegenden der höheren Gefälle wegen meist den Actionsturbinen, in Niederungen und bei Benutzung ganz großer Wassermassen dagegen mehr den Reactionsturbinen der Vorrang eingeräumt werden müssen.

Digitized by Google

Die Zusammenfassung der Eigenschaften beider Turbinen-Haupt-Gattungen gestaltet sich somit wie folgt.

Girardturbinen.

1) Günstige Ausnützung der Wasserkraft, indem der Wirkungsgrad bei über dem Unterwasser laufenden Turbinen

a) bei voller Beaufschlagung 75 bis 78 % beträgt,

b) bei halber Beaufschlagung 72 bis 75 % beträgt,

c) bei $^1/_4$ Beaufschlagung 70 bis 72 % beträgt.

Bei Stauwasser, wo die Turbine im Unterwasser arbeiten muß, wird die Turbine als Grenzturbine construirt (mit geformten Strahlen) und leistet sodann, wenn die geschlossenen Leitcanäle mit Luftzuführung versehen sind

a) bei voller Beaufschlagung 73 bis 75 %,

b) bei halber Beaufschlagung 68 bis 70 %.

Gewöhnlich wird indessen bei vorhandenem Stauwasser die Turbine voll beaufschlagt sein und umgekehrt, bei halber Beaufschlagung nicht mehr im Unterwasser eintauchen, in welchem Falle der Wirkungsgrad auf 70 bis 72 % steigt.

2) Die Turbine kann also mit Leichtigkeit den veränderlichsten Wasserständen angepaßt werden, ohne daß der Wirkungsgrad bei Abnahme der Wassermenge sich stark vermindert.

3) Bei hohen Gefällen, wo die Anzahl Umdrehungen einer Vollturbine allzugroß auffallen würde,

Reactionsturbinen.

1) Günstige Ausnützung der Wasserkraft, indem der Wirkungsgrad bei voller Beaufschlagung 70 bis 75 % beträgt und zwar sowohl bei nicht eingetauchten, als auch bei beliebig tief im Unterwasser eingetauchten Turbinen.

Bei nur theilweiser Beaufschlagung dagegen ist der Wirkungsgrad wesentlich geringer und zwar um so kleiner, je geringer die Beaufschlagung ist. Reicht die vorhandene Wassermenge während einem wesentlichen Theil des Jahres zur vollen Beaufschlagung nicht aus, so ist eine Reactionsturbine nicht am Platz.

2) Der Motor kann ganz unbeschadet des Wirkungsgrades in beliebiger Tiefe ins Unterwasser eintauchen.

3) Die Turbine kann unbeschadet der guten Leistung in beliebiger Höhe (bis zu 5 u. 6 Meter) über dem Unterwasser angebracht werden, wenn man dieselbe durch ein luftdicht schließendes Saugrohr mit dem Unterwasser in Verbindung setzt.

Ermahnung zur Vorsicht.

Um eine manchmal nur theilweise beaufschlagte Reactionsturbine den verschiedenen Wasserquantitäten anzupassen, soll niemals die Drosselklappe oder die Ringschütze verwendet werden, weil bei dieser Regulirungsmethode z. B. bei halber

Digitized by Google

kann der Motor unbeschadet der guten Wirkung als Partialturbinen, d. h. so construirt werden, daß das Wasser nur auf einem Theil des Umfanges in das Rad einfließt.

Man kann in diesem Falle den Durchmesser des Motors beliebig vergrößern, und dadurch unter allen Umständen eine mäßige (ganz beliebige) Anzahl Umdrehungen der Turbine erhalten.

Partialturbinen gestatten sogar in den meisten Fällen eine noch bessere Realisirung der Wirkungsweise des Wassers mit freier Abweichung und leisten, in der Regel ebenfalls 70 bis 78 %.

Ermahnung zur Vorsicht. Als gewöhnliche Girardturbinen (mit nicht begrenztem Wasserstrahl) gebaute Motoren leisten im Unterwasser arbeitend keinen guten Effect, wenn sie nur theilweise beaufschlagt sind.

Unter Wasser arbeitende Druckturbinen sollen daher jederzeit als Grenzturbinen gebaut werden und mit Luftzuführung in den geschlossenen Leitzellen versehen sein.

Wassermenge die Leistung nur $\frac{1^3}{2} = \frac{1}{8}$ derjenigen bei der ganzen Wassermenge beträgt. (Man sehe hierüber d. Par. 44 nach.)

Will man (wie meist der Fall) wegen der Complicirtheit der Construction eine richtige Regulirung einer Reactionsturbine (Par. 44, Cit. 6.) nicht durchführen, so wende man zur Regulirung ein Zudecken oder Abschließen eines Theiles der Leitcanäle an, sei es durch verticale Schieber, durch Klappen oder einfach aufgelegte Deckel.

Als Partialturbine (welche niemals ganz voll beaufschlagt wird) darf eine Reactionsturbine niemals gebaut werden.

Die einzige vollkommene Regulirung einer Reactionsturbine würde darin bestehen, daß man bei achsial beaufschlagten Turbinen die Breite und bei radial beaufschlagten Turbinen die Höhe der Leit- und Laufradcanäle der abweichenden Wassermenge entsprechend reduciren könnte.

Leider fällt eine solche Vorrichtung immer sehr complicirt und kostspielig aus und ist leicht dem Schadhaftwerden ausgesetzt.

Wahl des Turbinensystemes.

Vergleicht man die im Vorstehenden dargelegten hauptsächlichsten Eigenschaften der Actionsturbine mit der Reactionsturbine, so wird man leicht finden, daß die Reactionsturbinen in manchen Fällen unschätzbare Eigenschaften aufweisen, und daß es daher fehlerhaft wäre, überall Actionsturbinen anwenden zu wollen, wie dieß seitens mancher Constructeure der Fall ist.

Digitized by Google

Die verschiedenen Aufstellungsarten der Turbinen.

A. Girardturbinen. Vollturbinen.

(Auf dem ganzen Umfange beaufschlagt.)

Je nach den vorhandenen Localverhältnissen und dem gewählten Turbinensysteme, sowie auch ganz besonders je nach der verschiedenen Lage des Oberwasserspiegels gegenüber dem Boden des Fabrikgebäudes erhält eine Turbine unter sonst gleichen Umständen eine ganz verschiedene Aufstellung. Einen besondern Einfluß auf diese Art der Aufstellung einer Turbine hat auch die Höhenlage der Transmission, welche von der Turbine getrieben werden soll, gegenüber dem Oberwasserspiegel. Die wichtigsten unter den verschiedenen Aufstellungs-Arten sollen im Folgenden etwas näher betrachtet werden.

1. Turbinen mit offenem Wasserkasten mit Gefällen bis zu 4 Meter. Die Tafeln 13 und 15 stellen ganz normale Anlagen dar. Das Gefälle ist bei denselben größtentheils durch den Untergraben gewonnen. Der Fabrikboden liegt noch über dem Oberwasserspiegel und ebenso die Transmission.

Entweder unmittelbar auf den Fundamentquadern des Turbinenhauses oder aber auf einem sechsarmigen gußeisernen Bodenkreuze ist in der Mitte der Ständer zur Befestigung der Turbinenwelle und außerhalb die Säulen zur Unterstützung des Leitrades festgeschraubt. Bei den Turbinen Taf. 13 und 15 liegt das Leitrad nicht direct auf den Säulen, sondern auf einem hölzernen Rahmen auf, welcher durch die Säulen gestützt wird und von welchem überdieß 2 Balken beiderseits in die Mauern eingelassen sind.

Bei der Turbine Fig. 2 Taf. 46 hingegen liegt das Leitrad in einem eisernen Tragringe, welcher auf den Säulen ruht und gleichzeitig die Auflage für die Bretter des Turbinenbodens bildet, da wo der letztere an die Turbine anschließt.

Rings an den Umfassungsmauern der Turbinenkammer ruht der hölzerne Boden auf einem hölzernen Balkenrahmen auf, wie aus Fig. 2 Taf. 46 ersichtlich ist.

Der gußeiserne Tragring wird übrigens nur in dem Falle angewendet, wo das Laufrad nach oben soll herausgenommen werden können, ohne daß man genöthigt ist, die Turbine und besonders das Leitrad zu demontiren. Die innere Weite des Tragringes muß dabei so groß sein, daß das Laufrad mit seinem äußern Durchmesser durch den Ring hindurchgeht.

Verzichtet man darauf, das Laufrad ohne Demontirung des Leit-

Digitized by Google

rades wegnehmen zu müssen, so ordnet man das Leitrad besser und einfacher so an, daß (Fig. 1. Taf. 44) das Leitrad direct auf den Säulen aufliegt, wobei wiederum der Boden der Wasserkammer direct auf dem Leitrade seine Auflage erhält.

Bei allen diesen Anlagen ist die Turbinenwelle mit Oberwasserzapfen construirt und ist der letztere immer über dem Wasserspiegel an leicht zugänglicher Stelle angebracht.

Für die Lagerung der Quertransmission und des Hauptgetriebes nebst der Turbinenwelle selbst sind in passender Höhe Querbalken durchgezogen, welche man, wenn immer möglich parallel der Querlinie und nicht rechtwinklig zu derselben legen soll.

Die Regulirung der Turbine geschieht bei dieser Aufstellungsweise auf sehr verschiedene Weise; entweder mittelst verticaler Schieber mit Handgriffen nach Fig. 1 Taf. 46, mit desgleichen Schiebern, welche mittelst Regulirung und Handgetriebe von beliebiger Stelle aus gehoben und gesenkt werden können, wie in Fig. 2 Taf. 46, sowie den Anlagen Taf. 13 und 15 u. a. m. Es giebt außerdem noch mannigfaltige Regulirvorrichtungen, die wir an besonderer Stelle ausführlich besprechen werden.

Die vorliegend betrachtete Aufstellungsart der Turbine ist diejenige, welche am häufigsten vorkommt, denn mehr als $^2/_3$ aller Turbinen erhalten diese Anordnung, welche für Gefälle bis zu $3^1/_2$ à 4 Meter angewendet werden kann.

2. Turbinen mit offenem Wasserkasten für Gefälle von über $3^1/_2$ bis 4 Meter.

Ist das Gefälle größer als $3^1/_2$ bis 4 Meter, so ruht auf dem hölzernen Boden der Wasserkammer eine zu hohe Wassersäule. Der Druck auf die unteren Theile der Wasserkammer ist alsdann ein so starker, daß ein Dichthalten derselben auf die Dauer schwierig zu erzielen ist. Man wendet in diesem Falle sowohl bei Girard- als bei Jonvalturbinen die Aufstellung Fig. 2 Taf. 45 oder Fig. 1 Taf. 52 und 56 an. Man läßt dabei den hölzernen Boden der Wasserkammer in einer Tiefe von $2^1/_2$ bis 3 Meter unter dem Oberwasserspiegel und verbindet die Turbine mit diesem Boden durch ein eisenblechernes Rohr oder einen Blechmantel. In dieser Anordnung werden Turbinen bis zu 5 bis 6 Meter Gefälle ausgeführt. Man ist jedoch dabei genöthigt, im Lager der Turbinenwelle ein Wasser anzubringen. Dieß ist auch der Grund, warum man diese Anordnung für höhere Gefälle nicht mehr in Anwendung bringt. Das Lager im Wasser ist immer eine mehr oder weniger mißliche Sache, welche man gerne vermeidet.

Digitized by Google

Zudem erhält die hohle gußeiserne Turbinenwelle eine außerordentlich große Länge, bildet ein schwieriges Gußstück und aus mehreren Stücken setzt man dieselbe Welle nicht gerne zusammen, da es beinahe unmöglich wäre, dieselbe Welle vollkommen concentrisch so anzufertigen, daß sie, beim Transporte auseinandergenommen und nachher wieder zusammengesetzt, nicht schwankt, d. h. vollkommen rund läuft. Letzteres ist aber das erste Erforderniß für eine Turbinenwelle, weniger wegen der Turbine selbst, als wegen der Getriebe.

3. Turbinen mit geschlossenem Wasserkasten für Gefälle über 5 bis 6 Meter. Ist das Gefälle größer als 5 bis 6 Meter, so kann wegen der im Wasser befindlichen Lager, als auch wegen der allzu großen Länge der Turbinenwelle mit Oberwasserzapfen nicht mehr ein offener Wasserkasten angewendet werden. Ebenso kann dieses auch schon bei kleinern Gefällen nicht mehr geschehn, wenn der Oberwasserspiegel höher liegt als die von der Turbinenwelle abzweigende Quertransmission.

Man wählt in diesem Falle die Aufstellung mit geschlossenem Wasserkasten nach Fig. 1 Taf. 33, 53 und 57 und zwar sowohl bei Girard- als auch bei Jonvalturbinen.

Die Anordnung Taf. 57 wird gewählt, wenn der offene Oberwasserkanal unmittelbar bis zum Turbinenhause geführt werden kann. Die Anordnung Taf. 53 dagegen pflegt man vorzuziehn, wo eine längere Rohrleitung erforderlich ist, um der Turbine das Wasser zuzuführen. Man giebt der Rohrleitung, wo dieselbe nur kurz wird (der entstehende Gefällsverlust ist der Länge der Rohrleitung proportional) einen solchen Durchmesser, daß das Wasser mit einer Geschwindigkeit von $1^1/_2$ bis 2 Meter per Secunde durch dieselbe fließt. Erhält die Rohrleitung dagegen eine größere Länge, so soll die Geschwindigkeit des Wassers in derselben 1 bis 1,200 Meter nicht überschreiten. Kommt es dagegen auf einigen Gefällsverlust nicht an, indem überflüssige Betriebskraft vorhanden ist, so darf auch hier die Durchflußgeschwindigkeit 2 Meter und sogar $2^1/_2$ Meter per Secunde erreichen. Noch größere Geschwindigkeiten wendet man auch bei überflüssiger Betriebskraft niemals an, weil sonst beim Oeffnen und Schließen der Turbine so starke hydraulische Stöße entstehen, daß die Rohrleitung oder der Turbinenmantel leicht reißen könnte.

Bei Anwendung des geschlossenen Wasserkastens läßt sich in allen Fällen eine Gußwelle von mäßiger Länge anwenden, wobei die Fortsetzung der Welle aus Schmiedeisen angefertigt und an die Gußwelle angekuppelt wird. Für die mittlern Lager der Turbinenwelle werden dann hölzerne oder eiserne Balken durch das Turbinenhaus gezogen.

Digitized by Google

Fig. 1 Taf. 46 zeigt eine solche Aufstellung einer Girardturbine mit hölzernem geschlossenem Wasserkasten, welcher jedoch nur für kleine Gefälle anwendbar ist und so sorgfältig und stark angefertigt werden muß, daß er nicht mehr billiger zu stehen kommt, als ein eisenblechener Wasserkasten.

Bei allen diesen Turbinen kann die Regulirung auf verschiedene Weise erstellt werden. Die Turbinen Taf. 53 und 57 haben z. B. verticale Schieber auf jeden Leitcanal und sind voll beaufschlagt.

Die Turbine Taf. 47 dagegen hat horizontale Schieber und zwar je einen Schieber auf 4 Leitcanäle.

Der Motor Taf. 51 hat Klappen wie auch derjenige Taf. 19 und 20. Man findet im Werke zahlreiche Beispiele über die verschiedenen betrachteten Aufstellungsarten der Turbinen.

4. Besondere Aufstellungsarten Girard'scher Vollturbinen.

Die oben betrachteten Aufstellungsarten sind die gewöhnlichsten und kommen sämmtlich öfter vor. Seltener sind die beiden nachfolgenden.

Fig. 6 Taf. 25, sowie Fig. 1 Taf. 19 zeigt die (zuerst von Girard ausgeführte) Anordnung einer Girard'schen Vollturbine mit verticaler Achse, wenn der Oberwasserspiegel so tief liegt (das Gefälle so klein ist), daß der zwischen Ober- und Unterwasserspiegel vorhandene Raum nicht ausreicht, die Turbine zu placiren, und dennoch die gehörige Tiefe für den Zufluß des Wassers zur Turbine zu erhalten. In den meisten Fällen hilft man sich unter diesen Verhältnissen dadurch aus, daß man einfach die Turbine tief genug setzt u. den Boden der Turbinenkammer tiefer als denjenigen des Ablaufcanales legt, wobei man den ersten in den letztern in einer sanften Ansteigung übergehen läßt.

Wo jedoch diese tiefe Lage des Bodens der Wasserkammer nicht angewendet werden kann, weil bauliche Schwierigkeiten dieß verhindern, ist man zur oben erwähnten Aufstellung von Girard genöthigt. Man giebt nämlich der Turbine sammt dem Zulaufrohr die Form eines Hebers.

Vor dem Anlassen der Turbine muß die Luft durch eine Pumpe aus dem obern (über dem Oberwasserspiegel liegenden) Theile des Zulaufrohres entfernt werden, bis der Heber sich ganz mit Wasser angefüllt hat, worauf man die Oeffnung luftdicht schließt.

Das Wasser wird sodann beim Oeffnen der Turbine in dem Zulaufrohre angesaugt und fließt ohne Hinderniß der Turbine zu.

Wir werden einige derartige Anlagen später einläßlicher betrachten.

Digitized by Google

Eine andere besondere Anordnung ist diejenige Fig. 1 Taf. 22 und Fig. 3 Taf. 24; das Schraubenrad von Girard, welches bereits auf Seite 379 erwähnt worden ist. Es ist dieß eine regelrechte Girardturbine mit horizontaler Achse, welche mit Leitrad versehen ist, jedoch nicht auf dem ganzen Umfange beaufschlagt wird, wie aus Fig. 3 Taf. 24 ersichtlich ist. Der Motor ist bestimmt, als sogenannte Flußturbine große Wasserquantitäten bei sehr veränderlichen Gefällen und Wasserständen nutzbar zu machen. Wir werden auch diese Anordnung später näher betrachten.

B. Partiale Girardturbinen.

Diese Turbinengattung kann in den zahlreichsten Variationen ausgeführt werden, da jetzt überhaupt alle Partialturbinen als Girardturbinen construirt werden. Man baut nun diese Motoren in allen erdenklichen Variationen und zwar mit verticaler Achse mit innerer und äußerer Beaufschlagung, sowie auch mit horizontaler Achse mit innerer und äußerer Beaufschlagung.

1. Turbinen mit $^1/_4$ bis $^1/_2$ Beaufschlagung für größere Wassermengen und größere Gefälle.

Taf. 38 und 39 zeigt eine solche Turbine mit verticaler Achse. Die Beaufschlagung findet auf 2 einander diametral gegenüber liegenden Vierteln des Umfanges statt, an welchen entweder jeder mit einem besondern, oder aber beide zusammen mittelst eines einzigen Schiebers regulirt werden (sogenannter Kreisschieber).

Im Uebrigen ist der Motor wie eine gewöhnliche Vollturbine mit geschlossenem Wasserkasten angeordnet, mit Zuführung des Wassers durch eine Rohrleitung.

Die Fig. 1 und 2 Taf. 29 stellen eine unter die vorliegende Kategorie gehörende Partialturbine mit horizontaler Achse, mit innerer radialer Beaufschlagung dar. Diese Anordnung wird gerne namentlich da angewendet, wo die Kraft von der Turbinenwelle aus durch einen Riemen weiter übertragen wird, oder wo eine nicht hoch über dem Boden (dem Unterwasserspiegel) befindliche Transmission direct von der Turbinenwelle aus mittelst Riemen oder Rädern in Bewegung gesetzt werden soll.

Derselben reiht sich die Construction Fig. 6 Taf. 22, Fig. 1 und 2, sowie Fig. 3 und 4 Taf. 24 an.

Bei kleinern Wassermengen, namentlich mit $^1/_6$ bis $^1/_4$ Beaufschlagung im Maximum werden die mehr in der Höhe liegenden Transmissionen durch Turbinen in Bewegung gesetzt, welche nach Fig. 7 Taf. 22,

Digitized by Google

sowie Fig. 3 und 4 Taf. 23 angeordnet sind. Alle diese Motoren sind mit horizontalen Kreisschiebern regulirt.

Eine weitere Modification, welche namentlich zum Ersatze bestehender Tangentialräder dient, wo man eine vorhandene Rohrleitung nicht ändern will, zeigen die Taf. 27 und 34. Dieser Motor mit verticaler Achse und innerer radialer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten hat verticalen Kreisschieber und wird bei kleinen Wasserquantitäten auf einer Seite, bei größern Wassermengen dagegen auf 2 einander gegenüber liegenden Stellen des innern Umfanges beaufschlagt.

Alle diese verschiedenen Anordnungen sind bei sorgfältiger Ausführung und richtiger Construction in Bezug auf Leistungsfähigkeit als gleichwerthig zu betrachten.

2. Partialturbinen für ganz kleine Wassermengen und große Gefälle. Motoren für Klein-Industrie.

Die Fig. 1 und 2 Tafel 43 zeigen eine Anordnung für ganz kleine Kräfte bis zu 15 Pferden bei Gefällen von über 80 Meter.

Der Motor hat einen einzigen Leitcanal mit radialem Schieber, welcher die Verengung oder Erweiterung des Canales gestattet und die Turbine innerhalb der denkbar feinsten Abstufungen vollkommen correct regulirt.

Demselben reihen sich die Turbinen nach Fig. 2 und 3 Taf. 22, sowie nach Fig. 5 und 6 Taf. 23 an.

Es sind hier mehrere Leitcanäle (bis auf $^1/_4$ Umfang im Maximum gehend) vorhanden, welche durch einen Kreisschieber geöffnet oder geschlossen werden können.

Von allen diesen Motoren werden späterhin ausgeführte Beispiele einläßlich behandelt werden.

C. Jonvalturbinen.

Da diese Reactionsturbinen in wesentlicher Höhe über und unter dem Unterwasserspiegel aufgestellt werden können, so kommen bei denselben einige wesentlich andere Aufstellungsarten vor, als bei den Girardturbinen.

1. Kleine Gefälle und große Wassermengen. Hier findet in der Regel die Aufstellung Fig. 1 Taf. 44 Anwendung. Das Leitrad ist direct auf die gußeisernen Säulen gestellt, und es legen sich die Bretter des hölzernen Bodens der Wasserkammer auch direct auf das Leitrad auf. Das Laufrad wird in normalen Fällen in solche Höhe verlegt, daß die untere Ebene desselben auch beim niedrigsten Wasserstande den Unterwasserspiegel noch berührt oder etwas in den-

Digitized by Google

selben eintaucht. Ist dagegen der Raum zwischen Ober- und Unterwasserspiegel zu klein, um die Turbine in demselben placiren zu können, und dennoch Raum genug (Wassertiefe genug) über der Turbine zu haben, um das Wasser ohne allzugroße Geschwindigkeit zuführen zu können, so wird einfach der Boden des Turbinenhauses tiefer als derjenige des Ablaufcanales gelegt, wobei man diese Böden in einer sanften schiefen Ebene in einander übergehen läßt.

Die Turbine selbst kann sodann tief genug unter den Wasserspiegel verlegt werden, um die nöthige Tiefe des Wasserspiegels über dem Leitrad zu gewinnen. Diese Tiefe wird nicht gerne geringer als zu 1 Meter genommen, da bei geringerer Tiefe leicht Wirbel und Einsenkungen des Wasserspiegels über der Turbine entstehen, welche die Wirkung des Wassers beeinträchtigen, indem sie das effectiv arbeitende Gefälle vermindern.

2. Größere Gefälle und Wassermengen. Ist das Gefälle größer als $3\frac{1}{2}$ bis 4 Meter, so daß der Boden der Wasserkammer, welcher meistens aus Holz angefertigt wird, eine zu große Belastung erleiden würde und schwierig auf die Dauer wasserdicht zu erstellen wäre, so wird die Anordnung Fig. 2 Taf. 45 oder Fig. 1 Taf. 52 gewählt.

Die Wassertiefe über dem Boden der Wasserkammer ist hier abgebrochen resp. verkürzt gezeichnet. Man pflegt diese Tiefe entweder gleich oder etwas größer als diejenige des Zulaufcanales zu machen. Die Turbine ist wieder in solcher Höhe placirt, daß die untere Laufradebene den tiefsten Wasserspiegel berührt. Soll dagegen die Turbine auch bei hohem Wasserstande zugänglich bleiben, so wird dieselbe in solche Höhe verlegt, wie Fig. 2 Taf. 44 zeigt, nämlich so, daß das Laufrad sich über dem höchsten Wasserspiegel befindet. Die Turbine erhält sodann einen Saugmantel, welcher beim niedrigen Wasserstande zur Wirkung gelangt.

3. Ganz große Gefälle und Wassermengen.

Bei Gefällen, welche größer sind als 6 bis 7 Meter, sowie auch bei kleinern Gefällen in dem Falle, wo die abzweigende Transmission tiefer liegt als der Oberwasserspiegel, wird wie bei den Girardturbinen der geschlossene Wasserkasten nach Fig. 1 Taf. 45 angewendet. Die hohle Turbinenwelle mit Oberwasserzapfen erhält bei dieser Anordnung jederzeit eine mäßige Länge und es fallen die im Wasser befindlichen Lager weg, welche bei der vorhergehenden Aufstellung nothwendig sind. Das Wasser wird dem Wasserkasten durch eine meist eisenblechene Rohrleitung zugeführt, deren Weite so gewählt wird, daß die Durchfluß-

Digitized by Google

geschwindigkeit des Wassers 1 bis $1^1/_2$ Meter, ja sogar auch 2 Meter per Secunde beträgt.

Die Regulirvorrichtungen der Jonvalturbinen sind mehr oder weniger unabhängig von der Aufstellungsart, können auf mannigfaltige Weise ausgeführt werden und werden in einem besondern Paragraphen später betrachtet werden.

Fig. 1 Taf. 3 zeigt die früher vielfach angewendete Aufstellung der Jonvalturbine für größere Gefälle, ohne Anwendung des geschlossenen Wasserkastens.

Die Turbine ist in geringer Tiefe unter dem Oberwasserspiegel angebracht und mit hohem Saugrohre versehen. Die Regulirung geschieht hiebei mittelst einer im Saugrohre angebrachten Drosselklappe oder nach Fig. 1 mittelst unterer Ringschütze.

Diese Art der Aufstellung wird heut zu Tage bei neuen Anlagen nicht mehr angewendet, da die Lagerung der Welle im Innern des Saugrohres eine schwierige ist und der Zapfen schwer zugänglich bleibt, wie man die Pfanne auch construiren mag. Das hohe Saugrohr ist zudem äußerst schwierig dicht genug zu bringen.

Aus diesen Gründen ist die Aufstellung Fig. 2 Taf. 3 weitaus vorzuziehn.

Die Aufstellung Fig. 3 Taf. 3 wird für Turbinen mit achsialer Beaufschlagung nicht angewendet, wohl aber häufig bei Turbinen mit radialer innerer Beaufschlagung (Nagel und Kämp in Hamburg).

D. Radial beaufschlagte Reactionsturbinen.

Fig. 14 Taf. 1 zeigt in der allgemeinen Anordnung eine Fourneyron'sche Turbine mit innerer Beaufschlagung, wobei das Wasser von oben zugeführt wird. Das mit einem verticalen Ringschützen versehene Leitrad hat bis zur Achse herein verlängerte Schaufeln. Das Laufrad ist der Höhe nach in 3 Etagen abgetheilt, welche im Verein mit der Ringschütze des Leitrades eine ziemlich befriedigende Regulirung des Motors für die variablen Wasserquantitäten gestattet.

Ein in Bezug auf seine constructive Anordnung deutlicheres Beispiel einer solchen Turbine giebt Taf. 71.

Die Fig. 95 *h*, 95 *i*, 95 *k* auf Tafel 9 des ersten Bandes geben Beispiele über Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung, desgleichen Fig. 3 Taf. 33 des vorliegenden Bandes. Diese Motoren werden von Nagel und Kämp in Hamburg gebaut.

Ein Beispiel einer radial von außen beaufschlagten Reactionsturbine

Digitized by Google

nach den Systemen von Francis, Zeidler, Lejeune u. s. w. giebt der Motor Taf. 16 und 17, sowie derjenige Taf. 18 dieses Bandes.

Auch die meisten amerikanischen Turbinen (Taf. 35 zeigt einige Typen solcher) sind meistens radial von außen beaufschlagt.

E. Allgemeine Bemerkungen über die Auswahl der Aufstellungsart.

Beim Durchblättern der zahlreichen Tafeln des vorliegenden Werkes wird man Beispiele über die meisten empfehlenswerthen Aufstellungsarten finden.

Welche Art in einem gegebenen Falle gewählt werden soll, hängt jeweilen so sehr von allerhand zufälligen Umständen und localen Verhältnissen ab, daß es unmöglich ist, darüber Regeln zu geben.

Es ist dieß ganz besonders eine Sache, welche langjährige Erfahrung erheischt und welche sich nicht auf dem Papiere studiren läßt.

Manchmal entscheidet auch der Preis über die zu wählende Anordnung. Immerhin geben die im vorliegenden Werke enthaltenen Constructionen und Anlagen mannigfaltige Anhaltepunkte für die Wahl der Aufstellungsart und wird man gut daran thun, bei dieser Wahl die Tafeln 22 bis 25 sowie diejenigen 44 bis 46 vor Augen zu haben, man wird dann leicht auf das passendste System verfallen.

Am schwierigsten wird es für einen Anfänger sein zu wissen, welches Turbinensystem er überhaupt wählen soll. Hier entscheidet der Usus oder die Mode in manchen Fällen.

Ob man z. B. für eine zu erstellende Reactionsturbine eine Jonvalturbine, eine Francisturbine mit radialer äußerer Beaufschlagung, oder aber eine Fourneyron'sche Turbine mit radialer innerer Beaufschlagung, oder schließlich eine Nagel und Kämp'sche (Hamburg) Turbine mit radialer innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung wählt, dieß ist in Hinsicht auf die zu erwartende Nutzleistung ganz gleichgültig.

Alle diese Motoren geben bei richtiger Construction und sorgfältiger Ausführung gleich gute Resultate. Jede unter den verschiedenen Werkstätten hat gewöhnlich ein gewisses von den obigen Systemen gewählt und pflegt sodann (mit Recht) alle oder doch die meisten von ihr gebauten Motoren nach ein und demselben Typus auszuführen.

Digitized by Google

REESE LIBRARY

Hauptdimensionen,
Gewichte und Preise ausgeführter Girardturbinen.

Um die Auswahl der Turbinengattung zu erleichtern und über die bei bestimmten Wasserquantitäten und Gefällen mögliche Aufstellungsart weitere Anhaltspunkte zu geben, legt der Verfasser die nachfolgenden Tabellen vor.

Dieselben enthalten für die denkbar verschiedenartigsten Wasserkräfte die hauptsächlichsten Daten und Dimensionen ausgeführter Turbinen, deren Aufstellungsart, das Gewicht des Motors laut Abwaage bei der Spedition, den Verkaufspreis u. s. w.

Sämmtliche aufgeführte Motoren sind im Laufe der letzten 15 Jahre erstellt worden und zwar von Etablissements, welche Vorzügliches im Turbinenbau leisten und welchen die umfassendsten Erfahrungen zu Gebote stehn.

Der Nutzen dieser Tabellen ist einleuchtend. Man braucht nur in den beiden Colonnen, welche die Wassermenge und das Gefälle enthalten, nachzusehen und findet dann leicht einen Motor, welcher annähernd den gegebenen Verhältnissen entspricht. Man ersieht dann sogleich, nach welchem Typus die Turbine angeordnet ist, welche Dimensionen sie hat, wie viele Umdrehungen dieselbe per Minute macht, welches ihr Gewicht ist und zu welchem Preise sie verkauft worden ist.

Ebenso ersieht man bald aus der Tabelle, nach welchen verschiedenen Typen (für welche Aufstellungsarten) eine Turbine bei gegebenem Gefälle und bestimmter Wassermenge überhaupt ausgeführt werden kann, denn es sind unter der großen Anzahl aufgeführter Motoren sicherlich so ziemlich alle möglichen Fälle vertreten.

Es enthält in den Tabellen Colonne I. zunächst neben dem Orte der Aufstellung der Turbine eine genaue Angabe der Adresse des

Digitized by Google

Bestellers resp. Besitzers des Etablissements, an welches die Turbine geliefert wurde, sodaß diese Angabe für den Zweck einer eventuellen Anfrage auf brieflichem Wege vollständig genügen würde.

Die Art der von der Turbine betriebenen Etablissements ist ebenfalls beigefügt, weil von dieser die Wahl des Constructionstypus wesentlich abhängt, indem z. B. Sägemühlen eine große Geschwindigkeit und daher kleinen Durchmesser, Spinnereien und Webereien aber einen langsameren und möglichst regelmäßigen ruhigen Gang, daher große Durchmesser mit langsamer Umdrehung erfordern 2c.

Dieß ist denn auch die Ursache, daß (wie eine genaue Vergleichung der Tabellenwerthe zeigt), keineswegs eine einzige geschlossene Regel zur Bestimmung des Durchmessers einer Girardturbine oder auch überhaupt des zu wählenden Systemes gegeben werden kann, weil dies für ein und dieselbe Wassermenge und dasselbe Gefälle je nach dem zu betreibenden Etablissement verschieden ausfällt. Deshalb handelt es sich im Turbinenbaufache auch keineswegs nur darum, die verschiedenen Theorien zu kennen; im Gegentheil ist es sehr wohl auch die Erfahrung, die zu berücksichtigen ist, wenn man für die mannigfaltigen vorkommenden Verhältnisse den richtigen Typus und dessen Dimensionen zu bestimmen hat. Dabei sind ferner keineswegs blos constructive Einflüsse maßgebend, vielmehr kommt außerdem noch neben der allgemeinen Beschaffenheit der Anlage besonders der Kostenpunkt in Betracht.

Daher rührt es denn auch, daß der Constructeur in manchen Fällen sich erst nach langem Erwägen zu einem bestimmten Typus entschließt, da ein jeder der letztern seine Vor- und Nachtheile besitzt.

Im Verlaufe der folgenden Abhandlung sollen diese verschiedenen Typen eingehender besprochen werden; hier genügt vorläufig die Angabe des Systems, was durch Buchstaben (Col. II) geschieht.

Colonne II. enthält die verschiedenen, jeder einzelnen Nummer entsprechenden Constructionstypen in einigen Buchstaben, zu denen Folgendes zu bemerken ist.

1) Die Buchstaben HT bezeichnen eine Turbine mit horizontaler Achse nach Taf. 29. Bei den kleineren Motoren dieser Art ist die die Kraft übertragende Riemenscheibe direct auf der Turbinenwelle angebracht; bei größern Kräften dagegen geschieht die Kraftfortpflanzung durch Stirnrad und Getriebe (wovon ersteres auf der Turbinenwelle an Stelle der Riemenscheibe) auf die Haupttransmissionswelle. Meistens befindet sich zwischen letzterer und der Turbinenwelle noch ein oder auch mehrere Zwischen-Vorgelege, je nach der verlangten Ge-

Digitized by Google

schwindigkeit, da wegen der größeren Gefälle die Umdrehungszahl des Motors oft eine bedeutende ist. Bei der angegebenen Turbine findet die Beaufschlagung auf $^1/_5$ bis $^1/_{20}$ des Radumfanges statt; die Regulirung geschieht durch einen sogenannten Kreisschieber mit Verzahnung, welcher durch eine Stopfbüchse geht, und es befindet sich das in den Schieber eingreifende Getriebe außerhalb des Einlaufstückes vor der Stopfbüchse.

Nach diesem Systeme sind alle Betriebsturbinen am Mont-Cenis- und St. Gotthard-Tunnel gebaut.

2) Die Buchstaben V C bezeichnen eine Turbinenanlage mit verticaler Turbinenachse und mit offener Wasserkammer nach Fig. 1 Taf. 23. Das Wasser gelangt dabei direct aus der Wasserkammer in das Leitrad der Turbine, welches bei diesem Typus immer voll (auf dem ganzen Umfange) beaufschlagt wird. Die Regulirung geschieht durch horizontal liegende Keilschieber; dieselben liegen concentrisch um die Leitradöffnungen und sind mit nach oben hervorstehenden Stiften versehen, die in eine gebrochene Nuth des darüber liegenden Regulirungskranzes eingreifen und bei der Drehung des letzteren radial über die Leitcanäle geschoben werden.

Dieser Typus findet überall da Anwendung, wo das Gefälle klein, (nicht über 4 bis 5 Meter) die Wassermenge groß und die Localverhältnisse derart sind, daß der Zulaufcanal direct in den Wasserkasten einmünden kann.

3) Die Buchstaben V B bezeichnen eine Turbine mit verticaler Achse, mit Beaufschlagung auf dem ganzen Umfange, welcher das Wasser durch eine Rohrleitung zugeführt werden muß (nach Fig. 1 Taf. 25). Die Regulirung geschieht dabei ganz so wie unter 2). Dieser Typus findet immer dann Anwendung, wenn zwar ein Zulaufscanal bis zur Wasserstube vorhanden ist, die Localverhältnisse aber so beschaffen sind, daß die Transmission unter dem Niveau des Oberwasserspiegels liegen muß, wobei der Wasserkasten also nicht unmittelbar über der Turbine, sondern vielmehr nach Taf. 57 seitwärts angebracht werden resp. mit der Turbine durch eine kurze Rohrleitung verbunden werden muß.

4) Die Buchstaben V B P bezeichnen eine Turbine wie oben mit senkrechter Achse und Zuführung des Wassers durch eine Rohrleitung, wobei aber die Beaufschlagung nur auf dem halben Umfange, und zwar auf zwei einander gegenüberliegenden Vierteln desselben stattfindet. Die Regulirung geschieht hier durch zwei horizontale Schmetterlings-

Digitized by Google

schieber (von Girard eingeführte Bezeichnung), d. h. zwei horizontale Schieber, welche die Leitcanäle bedecken und durch Zahnstange und Getriebe beim Oeffnen in den zwischen den beaufschlagten Theilen befindlichen Raum zurückgeschoben werden können. Durch die nur auf dem halben oder einem noch kleinern Theil des Umfanges stattfindende Beaufschlagung wird die Anzahl der Umdrehungen ermäßigt, und dieser Typus findet daher da seine Anwendung, wo die Wassermenge bedeutend und das Gefälle ziemlich groß ist, sodaß die Anwendung einer Vollturbine nicht mehr zulässig erscheint.

5) VJP oder VJp bezeichnen eine Turbine mit verticaler Achse und partieller Beaufschlagung nach Fig. 3 Taf. 23. Eine Wasserkammer und ein eigentliches Leitrad ist hier nicht vorhanden; die Leitcanäle sind vielmehr in einer Erweiterung des Zuflußrohres, d. h. dem sogenannten Schnabel oder Einlaufstücke angebracht. Die Beaufschlagung findet im Maximum auf $^1/_4$ des Umfanges und einseitig statt. Dieser Typus findet nur bei bedeutenden Gefällen und mäßigen Wassermengen Verwendung. Derselbe bildet das Seitenstück zur Turbine mit horizontaler Achse, welche ganz für dieselben Verhältnisse Anwendung findet. Der Unterschied beider Typen ist hier blos ein constructiver und besteht in der verschiedenen Lage der Achse und des Einlaufstückes.

6) HRh bezeichnet eine Turbine mit horizontaler Achse und Leitapparat nach Fig. 1 Taf. 22, von Girard „Schraubenrad" (roue en hélice) genannt. Das Turbinenrad ist dem durchfließenden Wasserstrom entgegengerichtet und bildet gleichsam die Abschlußwand zwischen den beiden unmittelbar (ohne Wasserkammer) ineinander übergehenden Graben für den Zu- und Abfluß des Wassers. Bei geringem Wasserstande ist nur ein kleiner Theil des Radumfanges beaufschlagt, während bei Hochwasser das ganze Rad vom Wasser überflutet werden kann.

Das Schraubenrad ist für die Ausnützung ganz großer Wassermassen (bis zu 20 Kubikmeter pro Secunde) und kleiner Gefälle bestimmt und leistet an Stelle der verstellbaren unterschlächtigen Wasserräder, besonders bei veränderlichen Wasserständen, sehr gute Dienste.

Während die genannten Wasserräder beim Hochwasserstande unter den genannten Verhältnissen (wobei das Gefälle gewöhnlich wesentlich kleiner ist) sehr mangelhafte Resultate ergeben, läßt sich durch das Schraubenrad ein guter Effect erzielen, indem bei geringem Gefälle alsdann eine größere Wassermenge vom Motor ausgenutzt wird.

Behufs Regulirung des Schraubenrades, sowie zum Abstellen desselben ist unmittelbar vor dem Leitrade eine verticale hölzerne Schütze angebracht.

Digitized by Google

Colonne III. enthält die vom Motor benutzte (wirklich consumirte) Wassermenge pro Secunde in Litern (= 1 Kubikdecimeter im Gewicht von 1 Kilogramm). Eine Betrachtung der Tabelle zeigt, daß unter den verschiedenen Turbinen solche für die kleinsten Wassermengen von nur 1 Liter bis zu den gewaltigen Quantitäten von 21 Kubikmeter oder 21 000 Liter pro Secunde vertreten sind.

Als Wassermenge ist immer das Maximum derselben angegeben, da dieses die Dimensionen des Motors bedingt und die Girardturbinen mit Hülfe der Regulirung überhaupt jedem innerhalb der Maximal-Wassermenge liegenden Verbrauchsquantum angepaßt werden können.

Colonne IV. enthält das nutzbare Gefälle in Metern, und zwar sind auch hier äußerst verschiedene Werthe vertreten, die zwischen 0,60 Meter und 93 Meter, ja sogar 160 Meter, liegen. Als größtes Gefälle ist dasjenige von 160 Meter in Mels anzuführen, bei welchem 2 Turbinen zusammen eine Nutzleistung von 600 Pferdekräften ergeben.

Colonne VI. enthält die Anzahl Umdrehungen des Motors in einer Minute, (schwankend) für die verschiedenen Constructionen innerhalb der Ziffern 10 und 600.

Je nach dem zu betreibenden Etablissement ist für dasselbe Gefälle und dieselbe Wassermenge die Umdrehungszahl verschieden. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt bei mittleren Wasserkräften ungefähr $0{,}5\sqrt{2gh}$ und liegt für die kleinsten Gefälle niemals über 0,6 und für die größten nicht unter $0{,}4\sqrt{2gh}$ (wobei $g = 9{,}808$ und $h =$ Gefälle).

Colonne V. giebt die Durchmesser der Turbinen in Metern und zwar für alle Turbinen den mittleren Durchmesser, mit Ausnahme der Turbinen mit horizontaler Achse und radialem Wasserdurchflusse (HT), für welche die Tabelle die äußeren Durchmesser enthält. Für die Schraubenräder ist ebenfalls der mittlere Durchmesser angegeben.

Der Durchmesser der Turbinen nach sämmtlichen Typen läßt sich am rationellsten durch die Formel

$$d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$$

ausdrücken, wobei Q die Wassermenge pro Secunde in Kubikmetern, h das nutzbare Gefälle (nach Abzug der hydraulischen Widerstände bis zum Leitapparat) und x einen Coëfficienten bezeichnet, welcher der Erfahrung entnommen werden muß, der aber wegen der verschiedenen

Digitized by Google

Geschwindigkeitsbedürfnisse der industriellen Etablissements für dieselben Werthe von h und Q nicht constant bleibt.

Den Werth des Coëfficienten x hat der Verfasser aus den Dimensionen der Turbine und den gegebenen Daten für sämmtliche Nummern berechnet und in der letzten Colonne XIV. beigefügt.

Colonne VII. giebt den Winkel an, unter welchem das Wasser aus den Canälen des Leitapparates austritt. Obwohl dieser Winkel innerhalb ziemlich weiter Grenzen gewählt werden kann, ohne einen directen Einfluß auf das Güteverhältniß des Motors auszuüben, so bedingt derselbe doch den Austrittswinkel des Laufrades, hängt durch die Umfangsgeschwindigkeit und die relative Durchflußgeschwindigkeit bei stoßfreiem Eintritt und Austritt mit kleinster absoluter Geschwindigkeit in achsialer resp. radialer Richtung geometrisch mit jenem zusammen und bestimmt wesentlich den Werth des Coëfficienten x in der Formel des Durchmessers.

Colonne VIII. enthält das Gewicht der Turbine, wie es die Abwägung bei der Ablieferung (Spedition) ergeben hat, und zwar sind, wie allgemein üblich, unter dem Gewichte der Turbine die Einlaufstücke mit der Regulirung und dem Leitapparate, ferner der Bodensupport bei Turbinen mit verticaler Achse, die gußeisernen Hängsäulen mit Zapfen und Pfanne ꝛc., sowie noch ein oberes Lager der Turbinenwelle mit inbegriffen, jedoch ohne Räder, Transmissionsbestandtheile wie Supports u. dgl. Ebenso sind die von den Regulirschiebern weiter führenden Achsen und Theile des Regulirungsgetriebes nicht mit zur Turbine gerechnet.

Bei den Turbinen mit horizontaler Achse dagegen gehören beide Lager (sind mehr vorhanden, dann ebenfalls nur zwei) zur Turbine.

Colonne IX. giebt den Preis an, für welchen der Motor geliefert worden ist. Es ist indessen zu bemerken, daß, wie in jedem Etablissement, auch hier bei der Preisbestimmung gar mannigfaltige Factoren berücksichtigt werden mußten, welches die Einhaltung einheitlicher Gewichtspreise unmöglich macht.

Colonne X. und XI. geben die Werthe der den Gefällen als Druckhöhe entsprechenden Ausflußgeschwindigkeiten $\sqrt{2gh}$ nebst der Austrittsgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$ aus dem Leitapparate. Obwohl von dem Gefälle die Höhe des Laufrades abgezogen werden muß, um die eigentliche Druckhöhe als Erzeugerin der Austrittsgeschwindigkeit zu erhalten, so ist dieses hier nicht geschehen; weil in den meisten Fällen der Unterschied zwischen Gefälle und Druckhöhe sehr klein ausfällt und der

Digitized by Google

Geschwindigkeitsverlust des Wassers beim Durchgang durch die Leitcanäle auch nicht ganz 5 % beträgt, wie angenommen worden. Bei der Berechnung des Austritt-Querschnittes (Summe der Querschnitte der Leitcanäle beim Austritt) wird in der Praxis ohnedieß immer zugegeben, d. h. eine kleinere Ausflußgeschwindigkeit (gewöhnlich 0,85 $\sqrt{2gh}$) zu Grunde gelegt.

Colonne XII. enthält die Nutzleistung der Turbine in Pferdekräften à 75 Kilogramm pro Secunde. Bei den Schraubenrädern sind 40 %, bei den übrigen Typen aber 70—75 % des absoluten Effectes als Nutzleistung angenommen worden.

Colonne XIII. endlich enthält die Summe der sämmtlichen Austrittsöffnungen, resp. die Summe der Querschnitte sämmtlicher Leitcanäle bei deren Austritt. Von dem Werthe dieses Querschnittes hängt unter sonst gleichen Verhältnissen die Dimension des Motors ab; sie ist der Wurzel desselben proportional. Gewöhnlich nimmt man an, daß das Wasser ohne Contraction aus den Canälen des Leitapparates austrete, daß also zur Bestimmung der wirklichen Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen nur die Reibung des Wassers in den letztern als hydraulischer Widerstand auftritt.

Dieser Widerstand ist denn auch mit 5 % Verlust der ganzen Geschwindigkeit hinreichend berücksichtigt.

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

Digitized by Google

Dimensionen, Gewichte und Preise ausgeführter Girardturbinen

Werthen des Coëfficienten x in der Formel

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.,	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
1	M. F. Monnerat, Villeneuve, Schweiz . . .	H. T.	112	24,00
2	Mühle des Herrn Claude Georges in Carouge bei Genf, Schweiz	V. B.	134	7,50
3	Société des Forges d'Undervelier, Jura bernois, Suisse	V. B. P.	1080	9,00
4	Parqueterie-Gesellschaft in Tour de Trême, Schweiz	V. B. P.	350	8,40
5	Säge der Herrn Gebrüder Meyer in Montreux, Schweiz	H. T.	80	5,00
6	Säge der Herren Boy und Co. in Kersatz (Bern), Schweiz	V. J. P.	70	12,00
7	Papeterie-Gesellschaft in Bex, Canton Waadt, Schweiz	V. B.	3300	6,50
8	Mühle Bornu in Lasarraz, C. Waadt, Schweiz	H. T.	90	6,90
9	Säge der Herren Siebenthal in Aigle, Schweiz	H. T.	70	8,50
10	Mühle des Herrn F. Soutter in Aigle, Schweiz	V. B.	720	2,80
11	Mühle des Herrn E. Creux in Lausanne, Schweiz	V. J. P.	70	24,00
12	Chocoladenfabrik von D. Sprünglin in Horgen Ct. Zürich, Schweiz	V. J. P.	110	10,0
13	Cement-Fabrik von J. Rod in Villeneuve, Schweiz	V. J. P.	60	8,4
14	Mühle von M. Laurent in Chavornay, Schweiz	V. J. P.	80	11,3
15	Säge des Herrn Rosset in Allon, Ct. Waadt, Schweiz	H. T.	50	7,75
16	Papierfabrik der Papeterie-Gesellschaft in Bex, Schweiz	V. J. P.	120	6,00
17	Gips-Fabrik von F. Monnerat in Grandchamp, Waadt, Schweiz	H. T.	30	18,00
18	Spinnerei von Stehelin u. Iselin in Basel, Schweiz	V. B.	675	5,25
19	Spinnerei der Herren Veillon, Wiéville u. Co. in Basel, Schweiz	V. B.	1376	7,00
20	Glasfabrik von Monnier in Bellelay (Bern), Schweiz	V. T.	36	7,00
21	Tuchfabrik der Hrn. Crolle Söhne in Mosso, Italien	H. T.	430	5,00

Digitized by Google

verschiedener Anordnungen, nebst den daraus abgeleiteten des Durchmessers $d = x \sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehg. pro Min.	Austrittswinkel der Leitcanäle.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittsgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausflus-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}$	Werth des Coefficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$
0,70	310	22°	500	1800	21,60	20,50	26	0,0054	9,50
0,60	180	23°	750	2000	12,12	11,50	10	0,0116	5,40
1,50	83	26°	4800	5600	13,30	12,60	100	0,0857	5,10
0,90	138	24°	2000	4000	12,82	12,20	30	0,0286	5,30
0,80	130	23°	580	800	9,90	9,40	4	0,0085	8,70
0,60	232	22°	480	1600	15,33	14,56	8	0,0048	8,65
2,00	50	27°	8000	12000	11,29	10,70	210	0,3084	3,64
0,80	147	23°	570	1600	11,63	11,00	6	0,0082	8,80
0,70	170	22°	450	1600	12,90	12,25	6	0,0057	9,30
1,15	64	30°	2700	5400	7,41	7,0	20	0,0720	4,26
0,50	390	21°	400	1200	21,70	20,60	16	0,0034	8,50
0,75	172	24°	850	1000	14,00	13,30	11	0,0082	8,20
0,60	185	22°	450	1400	12,80	12,00	5	0,0050	8,45
0,75	168	22°	900	2500	14,87	14,10	9	0,0056	10,00
0,60	214	21°	400	1000	12,30	11,70	4	0,0042	9,10
0,90	120	23°	1000	800	10,85	10,30	7	0,0116	8,20
0,60	310	20°	360	1200	18,75	17,80	5	0,0016	15,00
1,00	95	28°	3000	4000	10,14	9,63	30	0,0700	3,70
1,35	83	28°	5700	7500	11,72	11,13	160	0,1236	3,80
0,70	245	20°	650	1400	11,72	11,13	5½	—	—
0,60	68	26°	2400	3500	9,90	9,40	21	0,0457	3,00

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
22	Mühlgesellschaft Bornu in Lasarraz (Waadt), Schweiz	V. J. P.	200	10,40
23	Madame de Staël in Coppet, Schweiz	H. T.	160	3,30
24	Mühle de Rivaz et Chappat in St. Gingolph (Wallis), Schweiz	V. T.	40	19,00
25	Peter-Cailler u. Comp., Fabrique de Chocolat à Vevey (Waadt), Schweiz	H. T.	425	1,60
26	Spinnerei der Herren Tobler u. Schellenberg in Grundthal (Zürich), Schweiz	V. C.	1215	1,88
27	Spinnerei der Herren H. Jenny u. Co. in Mollis (Glarus), Schweiz	V. B.	1530	6,30
28	Mühle des Prinzen Napoléon in Prangins (Waadt), Schweiz	H. T.	120	5,30
29	Mühle von Herrn F. Soutter in Aigle (Waadt), Schweiz	H. T.	650	2,45
30	Uhren-Fabrik von E. Francillon in St. Immer (Berne), Schweiz	H. T.	300	3,60
31	Maschinenfabrik von B. Roy u. Co. in Vevey (Waadt), Schweiz	H. T.	500	3,80
32	Spinnerei der Herren Tobler u. Schellenberg in Grundthal (Zürich), Schweiz	V. C.	1485	1,80
33	Sprörri in Berensweyl	V. J. P.	135	17,20
34	Spinnerei Rebsamen u. Kündig in Kempten, Baiern	V. B. P.	350	4,20
35	Spinnerei der Gebrüder Kammenzind in Gersau (Schwytz), Schweiz	H. T.	67,5	93,00
36	Spinnerei der Gebrüder Kammenzind in Gersau, Schweiz	H. T.	67,5	93,00
37	Wie oben	V. J. P.	108	31,00
38	Motor für Klein-Industrie	H. T.	8	40,0
39	" " "	H. T.	8	40,0
40	" " "	H. T.	8	40,0
41	Weberei von Altermatt u. Hasenfratz, Frauenfeld, Schweiz	V. C. E.	540	4,40
42	Weberei von Altermatt u. Hasenfratz, Frauenfeld, Schweiz	V. C. E.	810	3,36
43	Spinnerei von F. Bloesch u. Co. in Biel (Bern), Schweiz	H. T.	1350	5,20
44	Spinnerei von Bindschadler in Uster (Zürich), Schweiz	C. V.	1755	3,00

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehg. pro Min.	Austrittwinkel der Leitcanäle.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $1/2gh$	Austrittgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte Q / $0{,}95\sqrt{2gh}$	Werth des Coefficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$
0,90	148	24°	1050	2800	14,28	13,56	22	0,0148	7,50
1,10	90	25°	900	1800	8,00	7,60	5	0,0210	7,30
0,70	260	20°	570	1200	19,30	18,30	7	0,0021	14,90
2,00	35	30°	3000	4000	5,60	5,30	6½	0,0802	6,8
1,60	40	34°	3700	3000	6,10	5,80	24	0,2095	3,55
1,50	70	27°	5900	8000	11,12	10,56	100	0,1449	3,9
0,95	22	23°	1100	2800	10,20	9,70	6	0,0124	8,6
2,06	42	32°	2800	4000	6,93	6,58	15½	0,0988	6,6
1,60	60	28°	2600	3150	8,40	7,98	10½	0,0375	8,4
2,06	50	29°	—	4000	8,63	8,20	19	0,0609	8,2
1,80	34	35°	4050	4500	5,94	5,64	30	0,2633	3,5
0,75	230	22°	1350	2000	18,35	17,4	22	0,0077	8,6
1,15	76	26°	2500	2800	9,07	8,55	14	0,2409	5,70
0,62	680	16°	2817	2000	42,6	40,47	58	0,0016	15,0
0,62	680	16°	2817	2000	42,6	40,47	58	0,0016	15,0
0,60	400	20°	—	2000	24,6	23,37	32	0,0046	8,8
0,20	1400	16°	653	500	28,0	26,6	2½	0,0003	11,7
0,20	1400	16°	653	500	28,0	26,6	2½	0,0003	11,7
0,20	1400	16°	653	500	28,0	26,6	2½	0,0003	11,7
1,00	85	28°	3200	3000	9,29	8,82	24	0,0612	4,0
1,15	68	30°	4100	3700	8,10	7,70	28	0,1052	3,6
4,40	24	28°	7850	7500	10,10	9,60	70	0,1406	11,5
1,70	46	30°	3925	4650	7,67	7,28	54	0,2410	3,4

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
45	Telegraphenfabrik von A. Hipp, Neuenburg Schweiz	H. T.	10	70,0
46	Spinnerei von H. Ryffal in Modikon (Zürich), Schweiz	V. C.	1485	2,40
47	Tuchfabrik der Gebrüder Vercellone in Sordevolo, Italien	V. J. P.	120	17,3
48	Säge von Navarin u. Co. in Aigle (Waadt), Schweiz	H. T.	60	9,40
49	Spinnerei der Herren Gebrüder Kammenzind in Gersau (Schwyz), Schweiz	V. J. P.	140	9,40
50	Säge der Herren Siebenthal in Grandchamp (Waadt), Schweiz	H. T.	70	8,50
51	Säge von Merveilleux u. Co. in Neuenburg, Schweiz	H. T.	40	50,0
52	Spinnerei von Hrn. J. Stahel in Rennsmühle (Zürich), Schweiz	V. B. P.	810	4,96
53	Weberei der Gebrüder Meyer, Oftringen (Aargau), Schweiz	V. B. P.	1080	5,70
54	Spinnerei in Aathal, Schweiz	V. B.	1620	8,66
55	Werkstätte von C. Thouvenot in St. Maurice (Valais), Schweiz	H. T.	200	9,00
56	Uhrenfabrik von E. Francillon, St. Immer (Bern), Schweiz	H. T.	300	11,00
57	Wasserwerk von M. Necker de Sauffure in Satigny (Genf), Schweiz	H. R. h.	10500	0,30
58	Weberei Tabler u. Gubelmann in Wetzikon (Zürich), Schweiz	H. T.	324	9,50
59	Spinnerei W. Bidtel, Möllersdorf bei Wien	V. B.	930	3,70
60	Säge des Ingenieur Frotté, St. Immer (Bern), Schweiz	H. T.	70	11,60
61	Säge des Ingenieur Frotté, St. Immer (Bern), Schweiz	V. B.	700	4,20
62	Seidenspinnerei von J. Brennwald in Hombrechtikon (Zürich), Schweiz	V. J. P.	135	5,50
63	Soutter in Winterthur	V. B. P.	405	4,00
64	Mühle des Herrn Bophardt in Rikon (Zürich), Schweiz	V. C.	1080	2,20
65	Spinnerei Staub u. Co. in Kuchen, Württemberg	V. J. P.	1170	12,0
66	Spinnerei von H. Bühler u. Söhne, Winterthur, Schweiz	V. C.	1890	4,6

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehg. pro Min.	Austrittwinkel der Leitcanäle.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}$	Werth des Coefficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$
0,36	1000	15°	500	1600	37,00	35,0	6	0,0003	21,0
1,70	41	30°	3000	3000	6,86	6,50	37	0,2284	3,5
0,90	186	24°	1500	2500	18,4	17,5	20	0,0068	11,0
0,70	200	24°	500	1600	13,58	12,80	6	0,0046	10,3
0,90	300	25°	1500	4000	13,58	12,80	20	0,0116	8,2
0,70	170	24°	500	1000	12,90	12,25	6	0,0057	9,3
0,62	500	18°	1500	2600	31,3	29,73	18	0,0013	16,0
1,50	64	28°	4500	5500	9,85	9,35	41	0,0866	5,0
1,50	70	28°	4800	6000	10,57	10,00	64	0,1080	4,5
1,50	62	27°	5100	7500	13,00	12,35	61	0,1312	4,0
1,10	168	24°	1330	2200	13,29	12,63	18	0,0158	9,0
0,62	300	24°	1100	1800	14,66	14,00	6	0,0214	4,0
5,10	9	66°	15000	18000	2,43	2,30	25	4,652	2,35
1,60	63	25°	2100	2200	13,60	13,00	14	0,0249	10,0
1,35	53	28°	4400	6000	8,52	8,00	30	0,1162	4,0
0,70	220	22°	750	1650	15,0	14,25	7½	0,0048	10,0
1,00	84	28°	2850	3000	9,07	8,55	30	0,0818	3,3
0,90	108	23°	1450	2750	10,38	9,86	7	0,0136	8,2
1,15	75	27°	2800	3000	8,85	8,36	16	0,0484	5,2
1,35	50	23°	3200	4250	6,57	6,00	24	0,1800	9,7
2,00	72	26°	5800	6000	15,30	14,5	150	0,0807	7,0
1,70	55½	28°	6700	7500	9,50	9,00	90	0,2100	4,0

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
67	Staub u. Comp. in Gingen, Württemberg . .	V. J. P.	1170	12,5
68	Spinnerei von R. Wälti u. Söhne, Sornthal (Thurgau), Schweiz	V. B. P.	305	5,70
69	Weberei von M. Frei in Richtersweil (Zürich), Schweiz	V. J. P.	405	18,45
70	Spinnerei von R. Weber u. Söhne, Schweizerhall, Württemberg	V. C.	816	2,40
71	Seidenspinnerei der Gebrüder Zinggeler in Wädensweil (Zürich), Schweiz	H. T.	15	65,0
72	Dieselbe wie oben	H. T.	—	64,0
73	Spinnerei der Herren Staub u. Co. in Gingen, Württemberg	V. B.	2400	5,90
74	Herrn Vioget in Dailleus (Waadt), Schweiz	V. J. P.	100	6,90
75	Säge des Herrn Mottier in Sépey (Waadt), Schweiz	H. T.	300	4,10
76	Gesellschaft d. Salzsaline in Bex (Waadt), Schweiz	H. T.	15	95,10
77	Spinnerei von A. Beltinger in Lindau, Baiern	V. J. P.	81	13,45
78	Weberei Boschan in Weigelsdorf bei Wien . .	V. C.	2360	2,20
79	Mehlwaaren-Fabrik Nestlé in Vevey, (Waadt), Schweiz	H. T.	400	2,30
80	Mühle von L. Amandruz in Cossonay (Waadt), Schweiz	H. T.	822	4,00
81	Weberei von J. Brunner in Furth (St. Gallen), Schweiz	V. B. P.	378	3,80
82	Färberei von Rieter-Ziegler u. Co. in Winterthur, Schweiz	V. J. p.	45	22,0
83	Tuchfabrik von Bussetti in Sagliano, Italien	V. J. p.	45	22,0
84	Säge von Navarin u. Co. in Aigle (Waadt), Schweiz	H. T.	300	5,20
85	Säge von Thouvenot in St. Maurice (Wallis), Schweiz	H. T.	60	23,0
86	Zündhölzchenfabrik Goedel und Co. in Krain, Oesterreich	H. T.	625	9,75
87	Tuchfabrik von C. Sormano in Sordevolo, Italien	H. T.	130	7,70
88	Tuchfabrik von G. Tua in Biella, Italien . .	H. T.	500	4,30
89	Uhren-Fabrik von Béron in St. Immer (Bern), Schweiz	V. C.	350	1,70
90	Reis-Fabrik von Negri in Livorno-Piemont, Italien	V. C.	880	2,60

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrhg. pro Min.	Austrittswinkel der Peripherie.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $1/2\,g\,h$	Austrittsgeschwindigkeit. $0{,}95\sqrt{2\,g\,h}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluss-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2\,g\,h}}$	Werth des Coefficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2\,g\,h}}}$
2,00	75	26°	5800	6000	15,30	14,5	150	0,0807	7,0
0,90	110	26°	2200	3600	10,57	10,0	18	0,0305	5,3
1,15	150	23°	2500	3500	19,00	18,0	76	0,0225	7,6
1,35	46	30°	3000	3200	6,86	6,46	20	0,1263	3,6
0,36	940	15°	300	1600	36,0	34,0	9	0,0004	18,0
0,20	1640	15°	70	650	—	—	$1\frac{1}{2}$	—	—
1,80	60	28°	8000	8600	10,76	10,16	150	0,2362	3,7
0,75	145	23°	900	2000	11,63	11,0	7	0,0091	7,8
1,60	66	26°	1000	2200	8,96	8,45	12	0,0355	8,4
0,36	1100	15°	500	2000	43,0	40,8	12	0,0035	19,0
0,75	300	22°	900	2500	16,2	15,4	10	0,0052	10,4
2,10	31	33°	7000	6500	6,57	6,20	55	0,3806	3,4
2,00	39	30°	2500	4000	6,73	6,36	9	0,0629	8,0
3,00	31	28°	5500	6000	8,86	8,4	33	0,0958	9,6
1,15	74	26°	3100	3400	8,63	8,17	15	0,0462	5,5
0,50	400	20°	600	1550	20,76	19,65	10	0,0022	10,4
0,50	400	20°	600	1550	20,76	19,65	10	0,0022	10,4
1,40	78	24°	1500	2200	10,10	9,60	16	0,0312	7,7
0,70	300	20°	900	1500	21,30	20,14	12	0,0030	12,7
0,70	200	23°	850	1350	13,80	13,20	$5\frac{3}{4}$	0,0473	3,2
1,10	120	23°	1250	3000	12,30	11,70	$9\frac{3}{4}$	0,0111	11,0
2,00	52	26°	1600	3500	9,20	8,75	21	0,0571	8,0
1,00	52	30°	2000	2400	5,77	5,41	$5\frac{3}{4}$	0,0648	3,8
1,35	51	30°	3000	4000	7,14	6,75	22	0,1303	3,6

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
91	Mühle von H. Stamm in Utzwyl (St. Gallen), Schweiz	V. J. P.	162	6,45
92	Spinnerei, Breviller u. Co. in Wien	V. C.	1600	1,42
93	Seidenspinnerei von A. Bindschadler, Uster (Zürich), Schweiz	V. B.	1900	5,55
94	Weberei von Eduard Bühler, Winterthur, Schweiz	V. C.	1900	3,60
95	Herrn C. Blättler in Rotzloch (Unterwalden), Schweiz	H. T.	216	15,10
96	Säge von F. Reichenbach in Saanen (Bern), Schweiz	H. T.	330	5,40
97	Spinnerei der Gebrüder Kindlimann in Weißlingen (Zürich), Schweiz	V. J. p.	161	14,50
98	Herren A. Benda u. Co. in Mailand	V. B.	1100	4,60
99	Werkstätte von J. Guyer-Brugger in Fischenthal (Zürich), Schweiz	H. T.	30	18,0
100	Herrn F. Leidesdorf u. Co. in Neu-Ebenfurth, Oesterreich	V. B.	3800	4,00
101	Wollspinnerei von J. Heiniger u. Söhne in Berthoud (Bern), Schweiz	V. C.	1430	1,65
102	Säge von L. Amandruz in Cossonay (Waadt), Schweiz	H. T.	325	4,00
103	Säge von A. Navarin u. Co. in Aigle (Waadt), Schweiz	V. C.	700	1,90
104	Weberei von H. Riffel in Lindau, Baiern	V. C.	230	3,20
105	Spinnerei von H. Schmidt in Gattikon (Zürich), Schweiz	V. J. p.	100	19,0
106	Werkstätte von Locarin Guiseppe in Vercelli, Piemont	V. C.	350	1,70
107	Säge von M. Eichele, Immenstadt, Baiern	H. T.	25	60,0
108	Weberei von Getzner, Mutter u. Co. in Bludenz, Vorarlberg	V. C.	1670	3,80
109	Herrn F. Wartenweiler in Aspenreuti (Thurgau), Schweiz	V. J. p.	27	12,0
110	Werkstätten in Valorbes (Waadt), Schweiz	H. T.	450	4,00
111	Wie oben	H. T.	2360	4,00
112	Säge von A. Dufour in aux Avents (Waadt), Schweiz	H. T.	70	10,00
113	Werkstätte von M. Mossone in Andorno, Italien	V. J. p.	180	13,00
114	Wasserwerk der Stadt Genf	H. R. h.	21000	0,65
115	Mühle von G. Colombo, Ingenieur in Mailand	V. J. p.	200	9,70

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehg. pro Min.	Austrittwinkel der Leitcanäle.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}$	Werth des Coëfficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$
0,90	120	23°	1200	2400	11,25	10,65	10	0,0152	7,2
1,95	28	36°	5000	5400	5,25	4,95	23	0,3232	3,3
1,60	66	28°	7200	8000	10,40	9,88	108	0,1923	3,8
1,70	50	30°	6000	7300	8,40	7,98	72	0,2381	3,5
1,60	115	24°	1200	3000	17,14	16,25	32	0,0132	14,0
1,60	68	26°	2000	3000	10,29	9,78	18	0,0336	9,0
0,90	212	23°	1200	2500	16,85	15,96	32	0,0100	9,0
1,35	65	28°	—	6750	9,49	90,25	50	0,0122	12,2
0,62	200	20°	850	900	18,78	17,86	5	0,0010	19,0
2,30	37	29°	13000	12000	8,85	8,36	158	0,4545	3,3
2,30	22½	35°	8000	7000	5,69	5,41	40	0,2643	4,5
1,60	62	26°	1800	2700	8,85	8,36	13	0,0388	8,4
1,35	44	32°	2700	3400	6,10	5,80	13	0,1207	3,8
0,90	85	25°	1270	1800	7,92	7,50	7	0,0306	5,1
0,75	230	21°	1000	1000	19,28	18,33	18	0,0054	10,0
1,50	52	30°	2000	2000	5,77	5,42	7½	0,0645	6,0
0,50	670	18°	600	2000	34,2	32,5	13	0,0076	18,5
1,70	51	25°	6000	6800	8,63	8,17	68	0,2044	3,75
0,50	280	20°	600	1200	15,32	14,53	3¼	0,0019	11,0
2,20	43	29°	3400	3800	8,85	8,36	18	0,0538	9,5
5,36	20	30°	17500	10000	8,85	8,36	90	0,2823	10,3
0,70	200	22°	500	1400	14,6	13,3	7	0,0052	7,0
0,90	170	23°	1000	2400	15,96	15,10	20	0,0118	8,2
5,20	10½	55°	45000	35000	3,57	3,40	100	6,1765	2,1
0,90	138	24°	1000	2500	13,75	13,00	19	0,0154	7,2

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
116	Spinnerei von J. Schellenberg in Aathal, Schweiz	V. C.	720	2,70
117	Spinnerei von Borkenstein und Söhne in Burgau, Oesterreich	V. C.	2686	3,16
118	Spinnerei von C. Huber in Uster (Zürich), Schweiz	V. C.	1350	2,10
119	Spinnerei von Nicolas Dumba in Tattendorf bei Wien	V. B.	1896	5,84
120	Tuchfabrik von Rosazza u. Co. in Biella, Italien	V. J. p.	300	7,0
121	Mühle Tavel-Daxelhofer in Payerne (Waadt), Schweiz	V. J. p.	1020	12,0
122	Maschinenfabrik der Gebrüder Benninger in Nieder-Uzwyl, Schweiz	V. J. p.	270	9,0
123	Bedroue in Racconigi, Italien	V. B.	1350	2,5
124	Seidenspinnerei von Valaperta in Erba, Italien	H. T.	25	13,0
125	Spinnerei Fumegalli Frères in Monza, Italien	V. C.	2000	2,80
126	Mühle von H. Thierrin in Cheyri, Freiburg, Schweiz	V. J. p.	150	5,60
127	Weberei von Mosca, Ingenieur in Chiavazza, Italien	V. B.	750	11,5
128	Spinnerei von Leopold Thomas in Graßlitz, Böhmen	V. C.	1264	3,0
129	Mühle von B. Gnuthert in Montreux (Waadt), Schweiz	V. J. p.	500	9,0
130	Spinnerei von Staub und Co. in Altenstadt, Württemberg	V. B.	2350	8,70
131	Gerberei von Siebenmann in Aarau, Schweiz	V. J. p.	50	4,20
132	Dasselbe	V. J. p.	50	4,20
133	Werkstätte von Sqindo Frères in Biella, Italien	V. J. p.	30	30,0
134	Spinnerei von Albert Mantel in Wädenswyl (Zürich), Schweiz	V. J. p.	160	11,0
135	Pettité in Turin	V. C.	480	1,30
136	Seil-Eisenbahn bei Turin für J. F. Cail u. Co. Paris	H. T.	475	120,0
137	Dieselbe	H. T.	475	120,0
138	Spinnerei von M. Canepa in Biella, Italien	V. C.	1000	2,7
139	Spinnerei von Jean Poma in Biella, Italien	V. J. p.	50	18,7
140	Derselbe	V. J. p.	50	18,7
141	Derselbe	V. C.	700	3,20
142	Hammerwerk Hildt und Metzger, Berg bei Stuttgart	H. T.	410	12,3

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehg. pro Min.	Austrittwinkel der Leitcanäle	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}$	Werth des Coëfficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2gh}}}$
1,70	45	30°	4000	3000	7,28	6,93	48	0,1040	5,3
2,10	37	30°	6300	6700	7,86	7,41	88	0,3624	3,5
1,60	42	28°	—	3000	6,42	6,08	28	0,2220	3,4
1,60	67	28°	—	7200	10,70	10,16	115	0,1866	3,7
1,35	83	24°	2000	2700	11,72	11,10	21	0,0270	8,0
0,50	280	25°	400	850	15,33	14,50	2	0,0703	18,5
1,20	104	24°	2000	2700	13,30	12,63	26½	0,0213	8,0
1,60	42	32°	4000	3300	7,00	6,65	34½	0,2030	3,5
0,62	250	18°	700	800	15,96	15,10	3	0,00165	15,0
1,82	42	30°	4900	5200	7,00	7,41	59	0,2857	3,45
0,90	110	23°	950	1500	10,48	9,97	8½	0,0154	7,2
1,25	119	25°	3200	4000	15,00	14,25	90	0,0526	5,4
1,60	47	30°	—	6500	7,67	7,22	38½	0,1750	3,9
1,80	70	24°	4000	6000	13,3	12,63	46	0,0395	9,0
1,60	83	27°	6200	9500	13,0	12,35	218	0,1902	3,6
0,75	112	23°	670	1200	9,07	8,55	2	0,0058	10,0
0,75	112	53°	670	1200	9,07	8,55	2	0,0058	10,0
0,50	440	24°	570	1400	24,24	23,0	8½	0,0013	14,30
0,90	150	24°	1150	1900	14,66	13,87	17½	0,0115	8,20
1,00	74	30°	2000	3000	5,05	4,75	15½	0,1010	3,10
1,80	250	18°	2000	6500	48,50	46,00	450	0,0118	3,10
1,80	250	18°	2000	6500	48,50	46,00	450	0,0118	3,10
1,50	48	30°	3880	4000	7,28	6,93	27	0,1443	3,95
0,50	325	20°	700	1250	19,13	18,00	9	0,0027	10,0
0,50	325	20°	700	1250	19,13	18,00	9	0,0027	10,0
1,50	66	28°	2650	2800	7,92	7,50	23	0,0933	5,0
2,40	70	24°	3750	5000	15,50	14,70	53	0,0279	14,0

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.	IV. Nutzbares Gefälle in Metern.
143	Säge der Gebrüder Croppi und Co. in Palanza, Italien	V. B. P.	650	6,2
144	Papeterie-Gesellschaft in Deutschlandsberg in Oesterreich	V. B. P.	1990	14,5
145	Dieselbe	V. B. P.	1264	11,6
146	Hutfabrik der Gebrüder Tirard in Sitten (Wallis), Schweiz	V. C.	1000	3,23
147	Seilfabrik von A. Trenkler u. Söhne in Reichenberg, Oesterreich	V. J. p.	380	10,4
148	Mühle Spurgazzi in Reichenberg, Oesterreich	V. C.	1820	4,6
149	Weberei von J. Hurlimann in Rapperswyl, Schweiz	V. C.	1820	4,6
150	Papeterie von C. Schinz, St. Petersburg	V. C.	1250	1,85
151	Spinnerei Gérard Frères in Serron Alle, Genf	V. C.	1500	4,20
152	Mühle Chiesa und Co. in Turin	V. C.	1200	3,20
153	Bleicherei von M. Signer in Herisau, Schweiz	H. T.	28	20,0
154	Spinnerei von H. Haußer in Hombrechtikon (Zürich), Schweiz	V. J. p.	135	16,0
155	Seidenfabrik von Ceriana in Turin	H. T.	500	2,8
156	Dieselbe	H. T.	500	2,8
157	Cadenazzi in Como, Italien	H. T.	20	75,0
158	Eisenschmiede in Undervelier, (Bern), Schweiz	H. T.	770	9,0
159	Seidenspinnerei-Gesellschaft in Novara, Italien	V. B.	3100	4,60
160	Seidenspinnerei-Gesellschaft in Novara, Italien	V. B.	630	4,60
161	Spinnerei von Herzog und Co. in Aarau, Schweiz	V. C.	1161	2,70
162	Mühle Tivolai und Richiardi in Turin	V. C.	2400	3,00
163	Säge von J. G. Weiß in Mammern (Thurgau), Schweiz	H. T.	81	24,5
164	Werkstätte von Fogliano in Turin	V. C.	200	1,34
165	Papeterie Leidesdorf und Co. in Ober-Eggendorf, Oesterreich	V. C.	2300	2,35
166	Mühle Eichele in Immenstadt, Baiern	V. J. p.	125	16,0
167	Weberei von Schmied-Henggeler und Co. Unterargeri (Zug), Schweiz	V. J. p.	125	16,0
168	Tuchfabrik Angelo Boggio in Mosso bei Biella, Italien	V. B. P.	400	7,70
169	a) Turbinen am Mont-Cenis-Tunnel	H. T.	475	120,00
	b) Turbinen am Gotthard-Tunnel	H. T.	300	85,00

Digitized by Google

V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Diameter der Turbine.	Angahl Umdrehg. pro Min.	Austrittwinkel der Kettcanäle.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Preis der Turbine in Frcs.	Werth von $1/2\,g\,h$	Austrittgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2\,g\,h}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2\,g\,h}}$	Werth des Coëfficienten x in der Formel für den Diameter: $d = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}95\sqrt{2\,g\,h}}}$
1,35	78	26°	3500	4800	11,00	10,45	41	0,0622	5,4
1,80	88	25°	9100	12300	16,85	15,96	305	0,1246	5,1
1,50	94	25°	5600	9000	15,06	14,25	156	0,0886	5,0
1,35	56	30°	3000	3700	7,95	7,50	33	0,1333	3,65
1,80	75	24°	3250	3600	14,30	13,60	40	0,0365	9,5
1,70	56	28°	3250	6080	9 50	9,00	87	0,2022	3,77
1,70	56	28°	3250	6080	9,50	9,00	87	0,2022	3,77
1,60	39	30°	4700	6500	6,02	5,70	24	0,2193	3,4
1,50	64	28°	3700	5300	9,07	8,50	64	0,1764	3,57
1,50	52	27°	4700	4500	7,92	7,52	34	0,1595	3,75
0,62	315	20°	4700	1550	19,79	18,8	5	0,0015	15,5
0,90	186	22°	4700	2150	17,7	16,8	22	0,0080	10,0
2,06	39	27°	4700	3800	7,41	7,00	14½	0,0714	8,5
2,06	39	27°	4700	3800	8,75	8,26	14½	0,1212	3,85
0,50	750	18°	4700	1550	38,2	36,3	13½	0,00055	21,0
4,20	33	25°	4700	7300	13,3	12,6	70	0,0611	16,8
2,00	46	28°	4700	11000	9,5	9,0	150	0,3444	3,3
1,50	60	27°	4700	5500	9,50	9,00	30	0,0700	5,5
1,50	47	30°	4700	3850	7,28	6,93	32	0,1675	3,6
2,10	36	30°	4700	6700	7,67	7,30	73	0,3300	3,6
0,70	300	18°	4700	1700	21,90	20,90	20	0,0040	11,0
2,10	25	30°	4700	7000	5,14	4,88	24	0,0410	10,5
2,10	25	35°	4700	15500	6,79	6,66	55	0,3453	3,6
0,75	225	22°	4700	2350	17,69	16,80	20	0,0074	8,8
1,80	225	22°	4700	8850	17,69	16,80	240	0,0074	8,8
1,00	70	25°	4700	3900	12,29	11,68	32	0,0342	5,50
1,80		18°	4700	6500	48,50	46,00	450	(0,0118)	5,50
2,000	160	18°	4700	6500	40,00	38,00	250	(0,0090)	5,50

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.
170	Papierfabrik in Serrières, Schweiz	V. C.	300—900
171	Papierfabrik von Maffioretti & Co. in Omegna, Italien	V. B.	120
172	Seidenspinnerei von A. Bell in Kriens. Schweiz	V. J. P.	14—42
173	Weberei von Füchslin & Müller, Hohenthengen, Baden	V. J. P.	14—68
174	Papierfabrik von Eur. Magnani, Pescia, Italien	V. J. P.	130—260
175	Papierfabrik von Fr. Fiorentini in Polla, Italien	V. J. P.	200—600
176	Papierfabrik von G. Avezzano in Cirie, Italien	V. B.	260—1200
177	Papierfabrik von A. M. Pollera in Lucca, Italien	V. J. P.	150—400
178	Hotel-Aufzug der Gebr. Segesser & Co. in Luzern, Schweiz	H. T.	10—25
179	Papierfabrik von Pellegro Buscaglia in Voltri, Italien	V. J. P.	70—200
180	Mechanische Werkstatt von Pietro Galli in Bergamo, Italien	V. C.	550—750
181	Holzstoff-Fabrik von A. Rubino in San Rema, Italien	V. J. P.	200—400
182	Papierfabrik von G. Civelli in Chiaravalle, Italien	V. J. P.	200—250
183	Papierfabrik von Marsengo & Lang in Fossano, Italien	V. J. P.	600
184	Mühle von Donnafugata in Ragusa, Italien .	V. J. P.	75—150
185	Mühle von Donnafugata in Ragusa, Italien .	V. J. P.	80
186	Mechanische Werkstatt von Kretz & Co. in Meggen, Schweiz	V. J. P.	80
187	Holzstofffabrik von Kaiser & Ziegler in Albruk, Baden	V. B.	1000—2000
188	Holzstofffabrik von Kaiser & Ziegler in Albruk, Baden	V. B.	1000—2000
189	Papierfabrik von G. Bettelini in Ferrara, Italien	V. B.	460
190	Papierfabrik von B. Nodari in Vincenza, Italien	V. J. P.	300
191	Spinnerei von S. Fritsch in Castiglione, Italien	V. B.	800
192	Papierfabrik von E. Ciumei in Pescia, Italien	V. J. P.	326
193	Knopffabrik von Benfenati in Bologna. Italien	V. B.	1300
194	Draht-Zug von von Moos, Emmenweid, Schweiz	V. B.	1080
195	Papierfabrik von E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien	V. B.	1300

Digitized by Google

IV.	V.	VI.	VIII.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Nutzbares Gefälle in Metern.	Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehungen pro Minute.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittsgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summa der Ausfluß-Querschnitte $Q = \frac{0{,}85\sqrt{2gh}}{}$	Coëfficient x für den Durchmesser.
3,560	1,100	70	4220	8,345	7,090	32	0,1268	3,1
8,5	1,100	82	1340	12,915	10,97	10	0,0109	10,5
65	0,600	65	893	36,00	30,6	25	0,00137	16,2
20,4	0,750	—	855	20,00	17,00	13	0,0040	12,0
5,00	1,100	83	1400	9,904	8,415	12	0,0310	6,2
15,00	1,500	110	2675	17,154	14,577	90	0,0411	7,5
4,00	1,000	83	2980	8,857	7,528	50	0,1660	2,50
7,800	—	—	1950	12,371	10,510	31	0,0380	—
12,00	—	—	525	15,340	13,040	2,5	0,0019	—
5,50	1,000	98	995	10,388	8,830	11	0,0225	6,6
4,15	1,000	85	1565	9,023	7,667	26	0,0975	3,2
10,00	1,500	88	1900	14,000	11,90	40	0,0336	8,3
5,60	1,100	96	1960	10,482	8,910	11	0,0224	7,3
25,0	1,500	145	2600	22,146	18,820	140	0,0320	8,3
18,5	0,900	190	1400	19,100	16,235	27	0,0092	9,3
25,0	0,900	—	1000	22,146	18,820	20	0,0042	14,0
15,00	0,900	—	850	17,154	14,577	12	0,0055	6,2
9,00	1,400	88	9000	13,29	11,290	180	0,177	3,3
9,00	1,400	88	9000	13,29	11,290	180	0,177	3,3
12,60	0,800	175	2550	15,70	13,340	54	0,0344	4,4
4,20	1,100	75	2550	9,080	7,72	12	0,0388	5,8
12,00	1,000	146	3215	15,343	13,040	96	0,0613	4,1
4,60	1,500	60	2565	9,500	8,075	15	0,0570	6,2
7,95	1,400	—	6480	12,490	10,610	100	0,1225	4,0
9,25	1,100	113	4700	13,471	11,450	100	0,0943	3,7
8,50	1,100	108	3925	12,915	10,97	100	0,1190	3,3

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.
196	Papierfabrik von E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien	V. J. P.	200
197	Holzstofffabrik von Cini & Co. in San Marcello, Italien	V. B.	700
198	Papierfabrik von E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien	V. C.	900—1400
199	Holzstofffabrik von Landerset & Co. in Marli, Schweiz	V. B.	900
200	Papierfabrik Wülflingen, Schweiz	V. C.	2200
201	Papierfabrik von Maffizzoli in Toscolano, Italien	V. B.	860
202	Derselbe	V. J. P.	114
203	Mühle von Gebrüder Hotz in Baar, Schweiz	V. B.	1220
204	Zwirnerei von Rüegg in Zofingen, Schweiz	V. B.	100—420
205	Parquetterie von Hefti & Salvade in Altorf, Schweiz	V. J. P.	800
206	Weberei von Joh. Heer in Mels, Schweiz	V. J. P.	200
207	Lausanne-Bahnhof-Seilbahn, Schweiz	H. T.	225
208	Walzwerk von Gebrüder v. Moos, Emmenweid, Schweiz	V. B.	1500
209	Dieselbeu	V. B.	370
210	Holzstofffabrik von C. Civelli in Chiaravalle, Italien	V. B.	1030
211	Weberei von Nußbaum's Söhne in Birrweil, Schweiz	H. T.	25
212	Maschinenfabrik von Theodor Bell & Co. in Kriens, Schweiz	H. T.	40
213	Holzstofffabrik von Ww. Aussedat in Cran, Frankreich	V. B.	2120
214	Holzstofffabrik von Walti & Co. in Gazzaniga Italien	V. B.	800
215	Strohstofffabrik von Bellardi & Co. in Romagnano, Italien	V. C.	750
216	Spinnerei von Xaver v. Moos in Luzern, Schweiz	V. B.	1350
217	Kornhandlung von G. Schweizer in Hallau, Schweiz	V. B.	40
218	Spinnerei von Schmid-Henggeler & Co. in Aegeri, Schweiz	V. B.	1350

Digitized by Google

IV.	V.	VI.	VIII.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Nutzbares Gefälle in Metern.	Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehungen pro Minute.	Gewicht d. Turbine in Kilogr.	Werth von $\frac{1}{\sqrt{2gh}}$	Austrittsgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}}$	Coëfficient x für den Durchmesser.
8,50	1,100	110	1900	12,915	10,97	15	0,0182	8,0
14,70	0,750	199	—	16,850	14,32	103	0,0488	3,4
3,660	1,500	60	5000	8,475	7,20	50	0,1944	3,4
9,66	1,100	107	4800	13,75	11,69	89	0,0770	3,9
2,30	2,200	34	6825	6,727	5,717	55	0,3848	3,5
7,00	1,000	—	4358	11,72	9,962	60	0,0863	3,4
7,00	0,900	125	1075	11,72	9,962	8	0,0114	9,0
2,900	1,400	49	6500	7,543	6,41	31	0,1906	3,26
3,900	1,100	68	3325	8,747	7,43	16	0,0565	4,8
5,900	1,100	90	3510	10,760	9,14	47	0,0875	3,66
140	1,800	230	5000	53,00	45	250	0,0044	27,2
120	2,250	173	—	49,00	41,6	270	0,0054	31
9,42	1,400	90	6500	13,60	11,56	137	0,1300	3,85
8,700	1,100	107	2800	13,60	11,56	30	0,032	6,4
5,200	1,100	114	4700	—	—	50	—	—
40,00	0,900	300	750	28,00	23,80	10	0,0010	28,0
70,00	0,900	400	800	37,50	31,80	28	0,00125	26,0
2,600	2,200	35	9300	7,142	6,07	76	0,349	3,73
7,700	1,100	98	4000	12,290	10,44	60	0,077	3,97
3,20	0,930	—	4700	13,29	—	24	—	—
2,40	1,200	50	4700	6,86	5,83	32	0,231	2,50
8,00	0,400	230	460	—	—	—	—	—
14,00	1,250	106	6500	16,60	14,00	190	0,096	4,00

Digitized by Google

Nummer des Motors.	I. Ort der Aufstellung und Besteller des Motors.	II. Typus der Construction.	III. Wassermenge pro Secunde in Litern.
219	Spinnerei von Trümpi Wild & Streif in Tiefenstein, Baden	V. B.	2025
220	Säge von Benz, Baumeister in Zug, Schweiz .	H. T.	10
221	Maschinenfabrik von Theodor Bell & Co. in Kriens, Schweiz	H. T.	45
222	Käserei von Hofer-Notar, Großhöchstetten, Schweiz	H. T.	2
223	Ziegelei von Hector Egger, Nebikon, Schweiz .	V. C.	2160
224	Mühle von J. M. Stadlin in Zug, Schweiz .	H. T.	5
225	Mühle von H. Schelling in Siblingen, Schweiz	V. J. P.	60
226	Mühle von J. Burri in Münsingen, Schweiz .	V. J. P.	60

Anmerkung: Die in der obigen Tabelle aufgeführten Motoren sind theils Vevey (Schweiz) ausgeführt worden.

Daten, Hauptdimensionen und Gewichte
Von Theodor Bell & Cie., Maschinenfabrik

Nummer der Turbine.	Name des Bestellers und Art des Geschäftes.	Typus der Construction.	Wassermenge per Secunde in Litern.	Gefälle in Metern.
1	J. Großmann in Aarburg, Schweiz, Spinnerei und Weberei	V. C.	364 bis 730	1,830
2	H. Hauser in Sursee, Schweiz, Seidenzwirnerei	V. C.	810	0,750
3	Maag & Rüegg in Cham, Schweiz, Papierfabrik	V. C.	2300	1,500
4	Hegenauer & Co. in Dielikon, Schweiz, Weberei	V. C.	4480	1,743
5	Maag & Rüegg in Cham, Schweiz, Papierfabrik	V. C.	1150 bis 2300	1,500
6	Carmelino della bianca Borgo-Sesia, Italien, Papierfabrik	V. C.	600	2,300
7	Fratelli Faverio, Maslianico, Italien, Papierfabrik	V. C.	650	3,000
8	Beillon, Miville & Co. in Grellingen, Seidenspinnerei	V. C.	764	7,050
9	Rothen bei Luzern, Schweiz, Seidenspinnerei	V. C.	840 bis 1670	3,240
10	E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien, Papierfabrik	V. C.	1700	5,000

Digitized by Google

IV.	V.	VI.	VIII.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
Nutzbares Gefälle in Metern.	Diameter der Turbine.	Anzahl Umdrehungen pro Minute.	Gewicht d Turbine in Kilogr.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Austrittsgeschwindigkeit $0{,}95\sqrt{2gh}$	Nutzleistung in Pferdekr.	Summe der Ausfluß-Querschnitte $\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}}$	Coëfficient x für den Durchmesser.
9,000	1,500	78	7200	13,29	11,30	190	0,180	3,57
100,00	0,750	500	530	45,00	38,25	10	0,00026	46,7
74,00	0,900	400	800	38,50	32,70	33	0,00135	25,0
100,00	0,570	500	345	45,00	38,25	2	0,000053	247,0
1,950	2,200	26	7000	6,185	5,253	42	0,4110	3,43
100,00	0,750	500	530	45,0	38,25	5	0,00013	68,00
15,00	0,900	175	800	17,0	14,45	9	0,0041	14,0
15,00	0,900	190	800	17,0	14,45	9	0,0041	14,0

von Theodor Bell & Cie. in Kriens (Schweiz), theils von Benj. Roi & Cie. in

ausgeführter Jonvalturbinen.

in Kriens bei Luzern (Schweiz).

Durchmesser mittlerer der Turbine.	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute.	Gewicht der Turbine in Kilogr.	Nutzleistung in Pferdekr.	Werth von $\sqrt{2gh}$	Werth von $U = 0{,}62\sqrt{2gh}$	Werth von $\triangle$	Werth von $\varkappa$
1,280	55	2425	6 bis 12	5,992	3,715	0,1962	2,88
1,700	36	—	5	3,836	2,378	0,340	2,87
2,100	31	4362	$27\frac{1}{2}$	5,425	3,363	0,6824	2,54
2,450	28	6950	70	5,842	3,622	1,237	2,20
2,100	30,5	4900	$13\frac{1}{2}$ bis $27\frac{1}{2}$	5,425	3,363	0,6838	2,53
1,035	80	2600	6 bis 12	6,717	4,164	0,1440	2,72
1,030	89	2850	18	7,672	4,756	0,1367	2,80
0,980	140	2600	50	11,718	7,265	0,1051	3,00
1,680	58,5	3750	50	7,973	4,943	0,3380	2,85
1,280	95	3600	80	9,904	6,140	0,2768	2,43

Digitized by Google

Nummer der Turbine.	Name des Bestellers und Art des Geschäftes.	Typus der Construction.	Wassermenge per Secunde in Litern.	Gefälle in Metern.
11	E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien, Papierfabrik	V. C.	850 bis 1700	5,000
12	von Roll in Gerlafingen, Schweiz, Eisenwerk	V. C.	300 bis 540	3,600
13	Gebrüder von Moos in Emmenweid, Schweiz, Drahtzug	V. C.	890 bis 1780	3,060
14	Schäuber & Walser in Biella, Italien, Maschinenfabrik	V. C.	300 bis 500	2,000
15	Meyer-Göldlin in Emmenbrück, Ziegelfabrik	V. C.	945	2,880
16	J. Salchli in Aarberg, Schweiz, Säge	V. C.	1350	2,100
17	Ziegler & Thoma in Grellingen, Schweiz, Papierfabrik	V. B.	810 bis 2430	5,400
18	Rüegg & Co. in Oetweil, Schweiz, Seidenzwirnerei	V. C.	950 bis 1520	0,900
19	Kaiser & Ziegler in Bellerive, Jura, Holzstofffabrik	V. C.	2430	4,500
20	Dieselben	V. C.	1490	4,500
21	G. Pirinoli in Cuneo bei Turin, Papierfabrik	V. C.	450 bis 1350	4,870
22	Lang in Reiden, Schweiz, Spinnerei	V. C.	—	—
23	J. Bettelini in Ferrara, Italien, Papierfabrik	V. B.	125	3,420
24	G. Pirinoli in Cuneo bei Turin, Papierfabrik	V. B.	165	4,200
25	Serrières bei Neuenburg, Schweiz, Papierfabrik	V. B.	300 bis 900	3,565
26	B. Ziegler in Bätterkinden, Schweiz, Holzstofffabrik	V. C.	2430	3,600
27	E. Maffioretti in Omegna, Italien, Papierfabrik	V. C.	2230	4,000
28	Veillon, Miville & Co. in Grellingen, Floretspinnerei	V. C.	1450	7,050
29	Kaiser, Ziegler & Co. in Maubeur, Frankreich, Holzstofffabrik	V. C.	3800	2,250
30	Dieselben	V. C.	3800	2,250
31	Dieselben	V. C.	3800	2,250
32	Dieselben	V. C.	3800	2,250
33	G. Pirinoli in Cuneo bei Turin, Papierfabrik	V. C.	1300	5,000
34	D. Morin & Co. in Genua, Spinnerei	V. B.	1070	4,200
35	A. Martin in Turin, Papierfabrik	V. C.	1400	2,300
36	Kaiser, Ziegler & Co. in Bellerive, Jura, Holzstofffabrik	V. C.	1485	4,500

Digitized by Google

Durchmesser mittlerer der Turbine.	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute.	Gewicht der Turbine in Kilogr.	Nutzleistung in Pferdekr.	Werth von $1/\sqrt{2gh}$	Werth von $U=0{,}62\sqrt{2gh}$	Werth von $\triangle$	Werth von x
1,280	95	4200	80	9,904	6,140	0,2768	2,43
1,035	100	2350	10 bis 18	8,404	5,210	0,1036	3,22
1,685	55	3950	25 bis 50	7,748	4,803	0,3710	2,76
1,035	75	2550	$5^1/_2$ bis 9	6,264	3,883	0,1287	2,88
0,980	95	1625	23	7,517	4,660	0,2280	2,06
1,685	47	3500	26	6,418	3,979	0,3390	2,89
1,175	107	2730	120 bis 140	10,250	6,355	0,3823	1,90
2,100	26	4350	11	4,202	2,605	0,5783	1,53
1,685	100	5250	100	9,396	5,825	0,4171	2,74
1,280	73	4300	30 bis 60	9,396	5,825	0,2549	2,60
1,280	95	4550	20 bis 60	9,774	6,059	0,2228	2,71
—	34,5	7400	—	—	—	—	—
0,537	215	1700	$4^1/_3$	8,191	5,078	0,0246	3,44
0,537	240	1670	7	9,077	5,627	0,0293	3,14
1,075	75	1350	10 bis 32	8,357	5,181	0,1737	2,58
—	—	—	80	8,404	5,210	0,4664	—
—	—	—	85	8,858	5,492	0,4060	—
—	—	—	100	11,750	7,285	0,2000	—
2,550	—	8850	80	6,664	4,119	0,9242	2,65
2,550	—	8850	80	6,660	4,119	0,9242	2,65
2,550	—	8750	80	6,664	4,119	0,9242	2,65
2,550	—	8750	80	6,664	4,119	0,9242	2,65
—	—	3675	60	9,904	6,140	0,2117	—
1,100	105	4070	21 bis 45	9,077	5,627	0,1901	2,52
1,560	—	4225	30	6,717	4,164	0,3362	2,68
1,280	98	2000	60	9,396	5,825	0,2549	2,54

Digitized by Google

Nummer der Turbine.	Name des Bestellers und Art des Geschäftes.	Typus der Construction.	Wassermenge per Secunde in Litern.	Gefälle in Metern.
37	Kaiser, Ziegler & Co. in Bellerive, Jura, Holzstofffabrik	V. B.	2430	4,500
38	Avezzano in Cirié, Italien, Papierfabrik	V. B.	1200	4,500
39	Bombicci & Co. in Rippafratta, Italien, Mühle	V. C.	2700	1,150
40	Rossi & Söhne in Turin, Oelfabrik	V. C.	1000 bis 2000	1,200
41	Angelo Bocca in Turin, Lederfabrik	V. C.	400 bis 800	1,770
42	G. Martinazzi in Ivrea, Italien, Papierfabrik	V. B.	960	5,280
43	D. Ceronetti in Parella, Italien, Papierfabrik	V. B.	165	5,500
44	G. Durio in Turin, Lederfabrik	V. C.	650 bis 1300	2,400
45	E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien, Papierfabrik	V. C.	2100	4,950
46	P. Galli & Co. in Bergamo, Maschinenfabrik	V. C.	1000 bis 1400	2,000
47	Dieselben	V. C.	1700	0,720
48	G. Civelli in Chiaravalle, Italien, Holzstoff- und Papierfabrik	V. B.	900	5,600
49	Derselbe	V. B.	900	5,600
50	C. Reginotti in Turin, Papierfabrik	V. C.	1400	4,000
51	G. Cini in San Marcello, Holzstofffabrik	V. B.	790	7,500
52	Veillon Miville & Co. in Grellingen, Schweiz, Seidenspinnerei	V. B.	720	7,050
53	P. Galli & Co. in Bergamo, Italien, Maschinenfabrik	V. C.	1400	2,000
54	Fratelli Toricelli in Lugano, Schweiz, Seidenspinnerei	V. C.	240	5,180
55	C. Pellegata & Co. in Mailand, Seidenweberei	V. C.	1700	2,100
56	Pietro Miliani in Fabriano, Italien, Mühle	V. B.	270	3,000
57	Schinznacher Bad in Schinznach, Schweiz, Badeanstalt	V. C.	1430	0,900
58	Actiengesellschaft Perlen bei Luzern, Schweiz, Holzstofffabrik	V. C.	4050	3,000
59	Dieselbe	V. C.	4050	3,000
60	Dieselbe	V. C.	4050	3,000
61	Dieselbe	V. C.	4050	3,000
62	Meiß & Reinhard in Mailand, Holzstofffabrik	V. C.	1610	3,000
63	A. Bellardi & Co. in Romagnano, Italien, Strohstoff- und Papierfabrik	V. C.	2300	3,200
64	Dieselben	V. C.	2300	3,200
65	Dieselben	V. C.	550	2,850

Digitized by Google

Durchmesser mittlerer der Turbine.	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute.	Gewicht der Turbine in Kilogr.	Nutzleistung in Pferdekr.	Werth von $\frac{1}{\sqrt{2gh}}$	Werth von $U = 0{,}62\sqrt{2gh}$	Werth von Δ	Werth von $\varkappa$
1,680	73	—	100	9,396	5,825	0,4171	2,60
0,930	109	2965	50	9,185	5,694	0,2107	2,03
2,500	—	7500	29	4,750	2,945	0,9168	2,61
2,150	26	10600	24	4,852	3,008	0,6648	2,65
1,400	57	3350	14	5,893	3,653	0,2189	3,00
—	—	3715	45	10,250	6,355	0,1510	—
—	—	1025	8	10,387	6,439	0,0256	—
1,500	—	3970	$14\frac{1}{2}$ bis $28\frac{1}{2}$	6,862	4,254	0,3055	2,70
1,600	—	5462	100	9,854	6,109	0,3437	2,71
1,650	45	5525	18 bis 25	6,264	3,883	0,3605	2,75
2,250	20	5000	12	3,758	2,329	0,7300	2,64
1,000	116	3840	50	10,450	6,479	0,1390	2,70
—	116	4275	50	10,450	6,479	0,1390	—
1,380	—	4325	29 bis 55	8,858	5,492	0,2550	2,76
0,900	—	3180	55	12,130	7,520	0,1050	2,80
1,150	—	5625	50	11,750	7,285	0,0988	3,60
1,600	—	4800	28	6,264	3,883	0,3605	2,66
0,750	120	3100	12	10,000	6,200	0,0387	3,80
1,750	40	7500	35	6,418	3,979	0,4271	2,67
0,670	134	1050	8	7,672	4,756	0,0567	2,90
1,960	25	5100	12	4,202	2,605	0,5489	2,65
2,400	—	10500	115	7,672	4,756	0,8515	2,60
2,400	—	10500	115	7,672	4,756	0,8515	2,60
2,400	—	10500	115	7,672	4,756	0,8515	2,60
2,400	—	10500	115	7,672	4,756	0,8515	2,60
1,415	60	3500	45	7,672	4,756	0,3385	2,43
1,850	48	6625	73	7,923	4,912	0,4682	2,70
1,850	48	6625	73	7,923	4,912	0,4682	2,70
0,930	95	2510	15	7,477	4,635	0,1186	2,70

Digitized by Google

Nummer der Turbine.	Name des Bestellers und Art des Geschäftes.	Typus der Construction.	Wassermenge per Secunde in Litern.	Gefälle in Metern.
66	E. Maffioretti & Co. in Omegna, Italien, Papierfabrik	V. B.	1300	8,500
67	Papierfabrik Perlen in Perlen, Schweiz	V. C.	4000	2,700
68	Dieselbe	V. C.	4000	2,700
69	Dieselbe	V. C.	618	2,700
70	Dieselbe	V. C.	618	2,700
71	Ammann & Wepfer in Pordenone, Italien, Baumwollspinnerei	V. C.	3570	4,500
72	Geisler & Söhne in Raon, Frankreich, Holzstofffabrik	V. B.	2500	4,300
73	Dieselben	V. C.	2500	4,300
74	Kaiser, Ziegler & Co. in Bellerive, Schweiz, Holzstofffabrik	V. B.	2860	4,500
75	Dieselben	V. B.	2860	4,500
76	Städtisches Wasserwerk in Bern, Schweiz, Wasserwerk-Kleinindustrie	V. C.	5200	2,000
77	Dasselbe	V. C.	5200	2,000
78	Kaiser, Ziegler & Co. in Maubeure, Frankreich, Holzstofffabrik	V. C.	5050	1,700
79	Ferdinand Ammann in Chiavenna, Italien, Baumwollspinnerei	V. C.	2000	7,000
80	Adolf Moser in Bern, Schweiz, Müller	V. C.	1100	0,900
81	Ammann & Wepfer in Pordenone, Italien, Baumwollspinnerei	V. C.	3500	4,500
82	Vicsonti di Modrone in Mailand, Spinnerei	V. B.	2350	2,200
83	Gosalvez & Hijos in Villalgarde del Jucar, Spanien, Holzstofffabrik	V. C.	2200	4,500
84	Bodmer & Hürlimann in Ottenbach, Schweiz, Seidenweberei	V. C.	3000	0,900
85	Geisler's Söhne in Raon, Frankreich, Holzstofffabrik	V. B.	1500	3,600
86	Schmid & Sohn in Bern, Schweiz, Sägewerk	V. C.	1500	1,000

Digitized by Google

Durchmesser mittlerer der Turbine.	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute.	Gewicht der Turbine in Klogr.	Nutzleistung in Pferdekr.	Werth von $1/2gh$	Werth von: $U = 0{,}63\sqrt{2gh}$	Werth von Δ	Werth von $\varkappa$
1,060	114	3925	100	12,913	8,006	0,1623	2,63
2,400	34	12000	100	7,278	4,512	0,8865	2,55
2,400	34	12000	100	7,278	4,512	0,8865	2,55
0,960	90	3275	15	7,278	4,512	0,1370	2,59
0,960	90	3275	15	7,278	4,512	0,1370	2,59
2,060	54	11000	150	—	—	—	—
1,850	57	9750	105	9,185	5,694	0,4390	2,79
1,850	57	9750	105	9,185	5,694	0,4390	2,79
1,850	63	8500	120	9,396	5,825	0,4909	2,64
1,850	63	9500	120	9,396	5,825	0,4909	2,64
2,850	26	13000	110	6,264	3,883	1,339	2,48
2,850	26	13000	110	6,264	3,883	1,339	2,48
2,950	22	17300	80	5,775	3,580	1,4106	2,50
1,620	67	2430	140	11,718	7,265	0,2753	3,10
1,400	44	4000	25	4,202	2,605	0,4222	2,15
2,060	56	11000	150	9,396	5,825	0,6008	2,66
2,100	—	—	52	6,570	4,073	0,5770	2,76
1,700	—	8000	100	9,396	5,825	0,3776	2,78
2,200	25	—	27	4,202	2,605	1,1516	2,05
1,750	45	2000	54	8,404	5,210	0,2880	3,25
1,400	60	3500	15	4,430	2,746	0,7200	1,64

Digitized by Google

Beschreibung, Berechnung und Kritik ausgeführter Turbinen und deren Anlagen.

1. Regulirturbine von F. Lejeune. Fig. 1 bis 5 Tafel 18.

Diese von Gebrüder Fischer in Wiener-Neustadt gebaute und in Oesterreich ziemlich zahlreich verbreitete Turbine mit radialer äußerer Beaufschlagung ist ihrem Principe nach eine reine Actionsturbine mit begrenzten Strahlen und gleicher normaler Canalweite, welche mit richtig wirkender Regulirung durch Drehklappen auf je 2 Schaufeln versehen ist. Die Bewegung dieser Drehklappen erfolgt durch einen besonderen Mechanismus in der Weise, daß eine Klappe nach der andern geschlossen oder geöffnet werden kann, bis sämmtliche Leitcanäle entweder offen oder geschlossen sind.

Die Fig. 1 und 2 Tafel 18 zeigen eine in Wien ausgestellte Turbine dieser Art in $^1/_6$ der wirklichen Größe. Fig. 3 und 5 sind Durchschnitte durch das Schaufelrad in $^1/_4$ der wirklichen Größe und Fig. 4 ist ein Grundriß des ganzen Motors mit Wasserzuleitung.

Das Turbinenrad B_2 ist mit Feder und Nuth auf der Welle D befestigt und wird außerdem noch durch 2 Stellschrauben festgehalten, kann aber nach Lösung der letzteren leicht abgehoben werden, da es mit der Nabe auf einem conisch abgedrehten Ring aufliegt, an seiner Verschiebung nach oben aber nur durch die Stellschrauben verhindert wird. Der konische Ring besteht aus 2 Stücken und wird vor dem Niederlassen des Turbinenrades von 2 Seiten her in die ausgedrehte Nuthe der Welle geschoben und dann durch das daraufliegende Rad B_2 fest zusammengehalten. Der Zapfen D_1 der Welle D dreht sich in einer messingenen Pfanne E auf einem Stahlzapfen oder Platte, welche letztere nur lose in der Pfanne liegt, aber durch einen Stift an der Drehung verhindert wird. Die Pfanne sammt Welle und Turbine ist mit einer

Digitized by Google

Aufhelf- oder Regulirvorrichtung versehen, indem durch einen Stahlkeil H die Unterlage F der Pfanne höher oder tiefer gestellt werden kann. Diese Unterlage, sowie die Pfanne mit der Stahlplatte sind durchbohrt und wird das Oel dem Zapfen durch das Rohr Z von unten zugeführt. Der conische Ring ist nach unten verlängert und überdeckt den oberen Theil der Pfanne E, damit kein Wasser in dieselbe gelangen kann. Die ganze Vorrichtung zur Lagerung des Zapfens ist auf einem erhöhten Support J angebracht, welcher auf der Fundamentplatte oder dem Kreuz R befestigt ist. Durch die Zugstangen K ist der Support J mit dem concentrischen Ring der gußeisernen Wasserzuführungsspirale L verbunden, wodurch einerseits die letztere genau in die richtige Lage gebracht werden kann, während anderseits der Ständer J eine größere Festigkeit erhält. Auf eine ganz originelle und in der That ebenso einfache als zweckmäßige Weise ist nun bei der vorliegenden Turbine eine gleiche normale Weite der Radcanäle mit schmiedeeisernen Schaufeln durchgeführt, wobei noch der weitere Vortheil vorhanden ist, daß eine, durch einen fremden in die Canäle gelangten Gegenstand schadhaft gewordene Schaufel leicht durch eine neue ersetzt werden kann.

Die Kränze des Turbinenrades sind nämlich parallel und miteinander durch die rückschaufelartigen angegossenen Zwischenstücke A_2 Fig. 3 verbunden, deren hintere Seite die eine Begrenzung des Canales bildet, während auf die vordere Seite, welche das Wasser ablenkt, die schmiedeeiserne Schaufel b zu liegen kommt, welche mit den gußeisernen Backen A_2 durch die angenieteten messingenen Halter c mittelst Stiften verbunden ist. Fig. 3 zeigt das Turbinenrad mit dem Leitapparat im Horizontalschnitte, Fig. 5 das erstere in einem verticalen Schnitte durch den mittleren Radumfang. Die Löcher für die Stifte können bequem von Außen in die gußeisernen Zwischen- und Schaufelstücke gebohrt werden, da sie radial gerichtet sind und letztern nach Außen eine ganz freie Fläche bieten. Auf diese Weise ist hier eine gußeiserne und mit glattem Eisenblech gefütterte Rückschaufel erstellt.

Die Turbine ist eine Grenzturbine, die Canäle sind also gerade noch ganz mit Wasser angefüllt, doch arbeitet das letztere nur durch reine Action. Sind dagegen die Localverhältnisse derart beschaffen, daß die Turbine in der Weise angelegt werden muß, daß ein Theil des Gefälles saugend wirkt, so wird ein ganz geringer Reactionsgrad in Anwendung gebracht. Die gleiche normale Weite der Radcanäle ist bekanntlich deshalb vortheilhaft, weil einerseits beim gänzlichen Ausfüllen der Canäle durch das Wasser ein unregelmäßiges Zerschlagen des Strahles nicht stattfinden kann und anderseits etwa vorhandenes Hinter-

Digitized by Google

wasser verhindert wird, in die Canäle einzutreten und die Wirkung abzuschwächen. Es kann vielmehr eine solche Turbine unbeschadet der Nutzleistung im Unterwasser waten.

Die Anordnung des Leitschaufelapparates ist nebst der Regulirung desselben aus der Tafel deutlich ersichtlich. Die Schaufeln R desselben sind von Schmiedeeisen, in ihrem inneren Theile etwas convex herausgebogen, um bei einem kleinen Eintrittwinkel eine größere normale Weite der Leitcanäle zu erhalten. Die Schaufeln des Laufrades schneiden den äußeren Radumfang unter dem doppelten Winkel der Leitschaufeln. Am Ende einer jeden Leitschaufel ist eine gußeiserne Klappe M angebracht, welche den Leitcanal gänzlich abschließen kann. Die Achse N dieser Klappe verlängert sich nach oben außerhalb des Rades und endet mit 2 an ihr mittelst Stellschrauben befestigten Regulirhaken O und Q. Diese letztern nun stehen mit einem über dem Laufrade liegenden Regulirungsring 4 so in Verbindung, daß durch eine Drehung des Ringes nach links oder rechts herum eine Klappe M nach der anderen geöffnet oder geschlossen wird.

Zu diesem Zwecke ist an dem Regulirungskranze 4 ein Haken befestigt, welcher bei der Drehung auf die Klappenhaken einwirkt und die Klappen der Leitcanäle öffnet. Die an diesen Klappen angebrachten Ansätze legen sich beim Oeffnen an die Leitschaufeln R an und verhindern eine weitere Bewegung derselben, während sie anderseits durch den Ring des Hakens am Zugehen verhindert sind.

Das Schließen der Klappen bei der Drehung des Kreuzes 4 nach links (entgegengesetzt dem Zeiger einer Uhr) wird dagegen durch eine an dem beweglichen Regulirkranze befestigte Feder bewirkt, welche hinter dem Haken des Ringes 4 angebracht ist und mit einem Stifte oben über den Ring hervorragend, auf die höher gelegenen Haken der Klappenachsen einwirkt, d. h. dieselben mit sich ziehend, die Klappen schließt. Wenn dagegen ein zufälliges Hinderniß in einem Leitcanal vorhanden ist, also z. B. ein Zweig oder Ast in demselben stecken bleibt, so springt der Stift der Feder über den Haken der betreffenden Klappe weg, es bleibt diese letztere zwar offen, doch bewegt sich der Kranz 4 ungehindert weiter, so daß alle folgenden Canäle wieder geschlossen werden können. Diese Regulirung, welche bei den beobachteten Turbinen durchaus correct functionirte, hat durch diese Sicherheitsvorrichtung bedeutende Vortheile gegenüber den meist angewendeten Schieber-Regulirungen, bei denen es bekanntlich sehr oft vorkommt, daß wegen einem in das Leitrad gelangten Gegenstand das Schließen des Schiebers, oder überhaupt jede Mitbewegung unmöglich ist, so daß an ein ferneres Reguliren der Turbine nicht zu denken ist,

Digitized by Google

bevor das gedachte Hinderniß nach Oeffnung der Mannlöcher oder nach Wegnahme eines Deckels beseitigt ist.

Die Bewegung des Regulirungskranzes findet wie gewöhnlich durch ein kleines Rad statt, welches in die Verzahnung des Regulirungskranzes eingreift.

Die Leitcanäle sind auf dem ganzen Umfang des Leitrades angebracht und haben an der Eintrittstelle eine sehr bedeutende normale Weite, also verhältnißmäßig kleine Geschwindigkeit des Wasserdurchflusses; es ist somit die kleine Verengung durch die Klappennaben an dieser Stelle ohne großen Nachtheil.

Die Zuleitung des Wassers auf dem ganzen Umfange des Leitrades geschieht durch ein dieses letztere umschließendes Rohr L von rechtwinkeligem Querschnitte, welches von der Anfangsstelle ab im Verhältniß zur Verminderung der Wassermenge abnimmt, so daß die äußere Begrenzungslinie eine Spirale bildet.

Die vorliegende Turbine ist für die Benutzung eines Gefälles von 5 Meter und eine Wassermenge pro Secunde von 0,353 Cubikmeter bestimmt. Der Durchmesser ist 790 Millimeter.

Das Leitrad hat 20 Canäle und die Theilung am äußern Umfange ist 124 Millimeter.

Die Leitcanäle haben 15 Millimeter normale Austrittsweite bei 140 Millimeter Höhe.

Die Summa der Querschnitte der Leitcanäle beim Austritt ist 420 □Centimeter oder 0,0420 □Meter.

Die dem Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \times 5} = 9{,}9$ Meter.

Die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers ins Turbinenrad oder die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrad ist $0{,}95\ \sqrt{2gh} = 0{,}95 \times 9{,}9 = 9{,}4$ Meter per Secunde.

Die Umfangsgeschwindigkeit soll sein $0{,}5\ \sqrt{2gh} \times 0{,}95 = 4{,}7$ Meter und es ergibt sich daraus die Anzahl Umdrehungen zu $60 \cdot \frac{4{,}7}{2{,}48} = 114$ per Minute.

Um diese Constructionsverhältnisse ausfindig zu machen, hat der Verfasser eine im Betriebe befindliche und sehr befriedigend arbeitende Turbine untersucht und Folgendes gefunden:

Gefälle = 1,64 Meter.

Wassermenge pro Secunde = 2,37 Cubikmeter.

Dem Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $= \sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \times 1{,}64} = 5{,}69$ Meter.

Digitized by Google

Die Turbine machte 20 bis 23 Umdrehungen pro Minute.

Äußerer Durchmesser der Turbine = 2,21 Meter.

Radumfang = 6,94 Meter.

Geschwindigkeit am äußern Radumfang bei 21,5 Umdrehungen pro Minute $= \frac{6{,}94 \,.\, 21{,}5}{60} = 2{,}48$ Meter pro Secunde.

Es ist somit das Verhältniß der Umfangsgeschwindigkeit V_2 zur theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\frac{V_2}{\sqrt{2gh}} = \frac{2{,}48}{5{,}69} = 0{,}43$.

Normale Weite der Leit-Radcanäle = 4,2 Centimeter; normale Höhe = 0,5 Meter.

Querschnitt eines Leitcanales beim Austritt = 50 × 4,2 = 210 □Centimeter.

Anzahl der Leitcanäle = 24.

Summe der Querschnitte sämmtlicher Ausflußöffnungen des Leitrades = 24 × 210 = 5040 □ Centimeter = 0,504 □Meter.

Daher Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $\frac{2{,}37}{0{,}504} = 4{,}7$ Meter pro Secunde.

Das Verhältniß der Umfangsgeschwindigkeit am äußern Radumfange zur Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $\frac{2{,}48}{4{,}7} = 0{,}52$.

Verhältniß zwischen der wirklichen Ausflußgeschwindigkeit, die sich aus den Dimensionen der Leitcanäle ergibt und der theoretischen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh} = \frac{4{,}7}{5{,}69} = 0{,}82$.

Wie man sieht, stimmen diese Dimensionen und Verhältnisse mit denjenigen einer gewöhnlichen Actionsturbine nahe überein, denn in Wirklichkeit fließt das Wasser mit circa 0,95 $\sqrt{2gh}$ Geschwindigkeit aus den Leitcanälen aus und es sind nur die Dimensionen der letztern mit Rücksicht auf die etwa stattfindende Contraction so gewählt, als ob die Ausflußgeschwindigkeit nur 0,82 $\sqrt{2gh}$ betragen würde, wie man dieses gewöhnlich auch bei den Girardschen Turbinen berechnet.

Eine Vergleichung der Radhöhe und Radbreite, sowohl des Leit- als auch des Turbinenrades, zeigt, daß die Höhe eine ganz bedeutende ist, die ganze Anordnung also gegenüber einer andern Turbine einen kleinen Durchmesser oder aber bei demselben Durchmesser einen kleinern Austrittwinkel in Anwendung zu bringen erlaubt. Diese bedeutende Radhöhe kann hier aus dem Grunde ohne Schwierigkeiten in Anwendung gebracht werden, weil die gußeisernen Schaufelstöcke in Folge ihrer

Digitized by Google

gedrungenen Form leicht gegossen werden können und die schmiedeeisernen Schaufeln aus dünnem Bleche f leicht abzubiegen sind. Eine größere Blechdicke ist aber auch bei ganz bedeutender Radhöhe nicht nothwendig, da die Blechschaufel keine Festigkeit zu besitzen braucht, indem sie ihrer ganzen Ausdehnung nach auf der gußeisernen Rückschaufel aufsitzt.

Bei den vom Verfasser beobachteten Turbinen hat das Wasser bei der richtigen Anzahl Umdrehungen in genau radialer Richtung das Laufrad verlassen, ein Beweis von der guten Ausführung der Schaufelconstruction einerseits, sowie von der Richtigkeit der dieser Construction zu Grunde gelegten Theorie anderseits.

Zu erwähnen ist hier noch, daß dieses Turbinensystem, wie überhaupt alle Turbinen mit horizontalem Wasserdurchflusse von Außen nach Innen, gegen eine zu geringe Umdrehungsgeschwindigkeit nicht so empfindlich sind als gegen eine zu große. Bewegt sich nämlich die Turbine zu langsam, so ist die Componente der relativen Ausflußgeschwindigkeit in der Richtung der Bewegung des Rades größer als die Umfangsgeschwindigkeit und es entsteht ein rascher Wirbel des Wassers (in dem Raume zwischen Rad und Achse) in der Richtung der Umdrehung selbst, welcher die Bewegung des Rades begünstigt; läuft dagegen die Turbine zu schnell, so ist die Richtung dieses Wirbels dem Laufe des Rades entgegengerichtet, was sich bei der folgenden nach demselben System gebauten sehr schön beobachten ließ.

2. Turbinenanlage der Mühle Rädler in Klein-München bei Linz.

Zwei nach demselben Systeme construirte Motoren mit reiner Actionswirkung und begrenztem Wasserstrahle (mit gleicher normaler Weite der Laufradcanäle) zeigen die beiden Tafeln 16 und 17 in $^1/_{20}$ der wirklichen Größe, während Tafel 12 den Schaufelapparat dieser Turbinen in $^1/_3$ der wirklichen Größe zeigt.

Während bei der vorhin betrachteten Turbine das Wasser durch eine Rohrleitung zugeführt wird und der Motor deßhalb mit einem spiralförmigen Einführmantel umgeben ist, sind die beiden vorliegenden Motoren unmittelbar nebeneinander in einer offenen Wasserkammer aufgestellt, so daß das Wasser ohne Weiteres frei auf dem ganzen Umfange in die Leiträder A_1 eintreten kann.

Um den Uebergang des Wassers aus der horizontalen (radialen) Richtung in die achsiale (senkrechte) zu erleichtern und Wirbelbildungen zu vermeiden, welche störend auf den Gang des Motors einwirken, sind,

Digitized by Google

anschließend an den innern Umfang des Laufrades, die gußeisernen Mäntel b und B_2 angebracht, an welchem letztern gleichzeitig die Nabe B_3 des Laufrades angegossen ist, während der erstere Mantel b b_1 die Pfannenbüchse l_2 trägt, welche der Turbinenwelle B_2 zur Lagerung dient.

Das Leitrad A_1 ist direct auf den hölzernen Boden d_2 der Wasserkammer aufgeschraubt. Der letztere wird gestützt durch 6 schmiedeeiserne Säulen a, welche durch ein Bodenkreuz in ihrer richtigen Lage gehalten werden.

Der Boden des Turbinenhauses besteht aus 80 Millimeter dicken Dielen, welche auf einem eichenen Roste ohne weitere Fundationen befestigt sind.

Die Lagerung der Turbinenwelle ist deutlich aus der Zeichnung ersichtlich.

Ein Regulirkranz zum Bewegen der Drehklappen a (Tafel 12) des Leitapparates ist nicht vorhanden und es sind von den letztern nur einige angebracht, welche von Hand verstellt werden, wenn das Erforderniß hierzu eintritt, was bei der hier vorhandenen constanten Wasserkraft ausnahmsweise der Fall ist.

Die beiden Motoren übertragen ihre Kraft auf eine mitten zwischen beiden liegende verticale Welle D mittelst der drei Stirnräder E F u. W.

Von der verticalen Welle D wird die Kraft durch ein conisches Räderpaar O O_2 auf ein horizontales Vorgelege P übertragen, welches als Haupttransmission in die Mühle hineinreicht. Die Lagerung der horizontalen Welle ist mittelst des Supports M und P_2 bewerkstelligt, welch ersterer auf den starken Querbalken Q Q_1 aufsitzt. Diese letztern Balken dienen gleichzeitig den beiden Turbinenwellen B_2 zur Lagerung.

Die Ingangsetzung und Abstellung der Turbinen, sowie auch die Regulirung der Geschwindigkeit derselben geschieht durch die beiden Ablaufschützen i, welche mittelst Schraubenspindeln, Schneckenrädern und Schnecken von einem gemeinschaftlichen Handgetriebe R aus gehoben oder gesenkt werden können.

Die Turbinen sind eine jede construirt für 2370 Liter Wasser per Secunde und ein Gefälle von 1,600 Meter. Sie machen 21,6 Umdrehungen in einer Minute.

Da der Unterwasserspiegel tiefer liegt als die Mitte der Leitradhöhe, so müßte diese Höhendifferenz vom Gefälle abgezogen werden, um die Druckhöhe h_2 für die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitapparate zu erhalten. Da jedoch die Motoren Grenzturbinen sind und ein Saugmantel angebracht ist, so wirkt das ganze Gefälle h als Druckhöhe für das Leitrad.

Digitized by Google

Es ist somit die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}95\sqrt{2gh}$ $= 0{,}95\sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}6} = 5{,}322$ Meter und die erforderliche Summe der Ausflußquerschnitte Δ

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}} = \frac{2{,}370}{0{,}85\sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}6}} = 0{,}5000 \text{ □Meter.}$$

Die wirkliche Größe von Δ ist für die 24 Leitcanäle von 1' 6" Oester. oder 475 Millimeter Höhe und 43 Millimeter normaler Weite $= 24 \times 0{,}475 \times 0{,}043 = 0{,}4905$ □Meter, d. h. um eine Idee kleiner als die oben berechnete, welcher Unterschied innerhalb der Sicherheitsgrenzen liegt.

Der äußere Durchmesser des Laufrades ist 2,212 Meter, der äußere Umfang 6,950 Meter.

Die Turbine macht laut Plan 21,6 Umdrehungen pro Minute und es ist daher die Geschwindigkeit pro Secunde am äußern Radumfang

$$v = \frac{6{,}950 \cdot 21{,}6}{60} = 2{,}502 \text{ Meter.}$$

Dieß ist $v = \frac{2{,}502}{\sqrt{2gh}} = \frac{2{,}502}{5{,}603} = 0{,}446\sqrt{2gh}$.

Der Eintrittwinkel des Wassers in das Laufrad ist $a = 10^0$.

Um nun die relative Eintrittgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad zu finden, hat man nur zu beachten, daß U und v nebst dem von ihnen eingeschlossenen Winkel y gegeben sind. Es ist daher $u^2 = U^2 + v^2 - 2\,U\,v \cos. y$ oder da $\cos 10^0 = 0{,}9848$, so wird: $u^2 = 5{,}322^2 + 2{,}502^2 - 2 \times 5{,}322 \times 2{,}502 \times 0{,}9848 = 8{,}3574$ und die relative Geschwindigkeit $u = \sqrt{8{,}3574} = 2{,}89$ Meter per Secunde.

Da nun bei der vorliegenden Turbine das Wasser die Radcanäle gerade noch ausfüllt, so ist es dem Einflusse der Centrifugalkraft unterworfen und wird daher seine relative Durchflußgeschwindigkeit u während dem Durchfluß verzögert und zwar ist der verzögerte Werth von u beim Austritt aus dem Laufrade nach § 87 gleich:

$$u_1 = \sqrt{u^2 - (v^2 - v_1^2)} = \sqrt{2{,}89^2 - (2{,}502^2 - 2{,}162^2)} =$$
$$= 2{,}609 \text{ Meter per Secunde.}$$

(Da der äußere Halbmesser $= 1{,}106$ Meter, der innere Halbmesser $= 0{,}956$ Meter ist, wird die Umfangsgeschwindigkeit v_1 am innern Umfang $= 2{,}502 \times \frac{956}{1106} = 2{,}162$ Meter per Secunde.)

Trägt man nun auf Tafel 12 die Werthe von u_1 und v_1 auf, indem man u_1 wegen der Reibungsverluste um einige Procent vermindert (2,500 Meter setzt statt 2,609 Meter), so ergiebt sich bei dem Austrittwinkel von 21^0 eine radial gerichtete absolute Austrittrichtung w des

Digitized by Google

Wassers und es ist somit die Turbine vollkommen richtig construirt. Der absolute Wasserweg ist noch etwas weniger stark gebogen als I Tafel 12 zeigt. Der absolute Wasserweg II würde sich ergeben, wenn keine Verzögerung von u durch die Centrifugalkraft stattfinden würde.

Was nun die Beurtheilung der vorliegenden Turbinen-Construction anbelangt, so ist, wie bereits bemerkt, die Berechnung vollkommen richtig.

Die constructive Durchführung dagegen läßt wohl Einiges zu wünschen übrig. Das Rad erscheint zu hoch im Verhältniß zum Durchmesser und dürfte diese bedeutende Höhe doch einige Störungen im Durchflusse des Wassers zur Folge haben, obwohl übrigens beide Motoren ganz befriedigend arbeiten und zu keinen Klagen Veranlassung gegeben haben. Die Construction trägt zu wenig den Charakter der Solidität an sich.

Die Lagerung der Pfanne in dem frei herabhängenden Turbinenmantel b b_1, die zu stark fliegende Stellung der Stirngetriebe F G O und W, die schmalen Lager der Turbinenwellen bei geringer Stärke der untern Wellentheile lassen vermuthen, daß die Getriebetheile in wenigen Jahren zu verschiedenen Klagen Veranlassung geben dürften, die bei gehöriger Wahl der Stärkeverhältnisse leicht zu vermeiden sein dürften; in Summa: gut durchdachte Anordnung der Motoren und des Systemes, jedoch mangelhafte Durchführung der Construction.

3. Correct regulirte Reactionsturbine von Nagel u. Kämp in Hamburg,

nach Fig. 3 und 4 Taf. 33.

Bekanntlich war das Bestreben der Maschinenbauer zur Herstellung einer einfachen, practischen und correct wirkenden Regulirung des Wasserverbrauches der Reactionsturbinen in den letzten Jahren ein allgemeines und kann noch nicht ganz als gelöst betrachtet werden, da die in Anwendung gebrachten Mechanismen theils zu complicirt sind und theils allzu leicht in Unordnung gerathen.

Wie eine nähere Betrachtung zeigt, kann eine Reactionsturbine nur dann bei verschiedenen durchfließenden Wassermengen einen gleich hohen Wirkungsgrad ergeben, wenn man die Querschnitte der Canäle sowohl des Leitrades wie des Turbinenrades proportional der durchfließenden Wassermenge macht. Vermindert man z. B. bei abnehmender Wassermenge nur die Höhe des Leitrades, oder schließt man nur eine Anzahl Leitcanäle, so füllt das Wasser die Canäle nicht aus, es schlägt dasselbe unregelmäßig an die Wandungen der Schaufelräume, so daß der Nutzeffect, resp. das Güteverhältniß wesentlich beeinträchtigt wird. Das Ab-

Digitized by Google

schließen einer Anzahl Leitcanäle einer Reactionsturbine kommt hinsichtlich seiner Einwirkung auf den Wirkungsgrad ganz derjenigen eines Ringschützen gleich, über dessen Eigenschaften man § 44, 3 vergleichen wolle.

Bekanntlich theilte deshalb schon Fourneyron die Radhöhe bei seinen Radialturbinen (mit innerer Beaufschlagung) durch parallele Radkränze in verschiedene Etagen, so daß gleichsam mehrere übereinanderliegende Räder vorhanden waren, von denen eines oder mehrere abgeschlossen werden konnten. Leider beschränkte Fourneyron diese Regulirung seiner Turbinen auf das Anbringen solcher Etagen und blieb somit auf halbem Wege bei der Lösung der Regulirungsfrage stehen.

Die gegenwärtig vorherrschenden Systeme der Reactionsturbinen (Henschel- oder Jonvalturbinen mit übereinanderliegenden Rädern) wie auch die Francisturbinen mit äußerer Beaufschlagung erschweren das Anbringen einer einfachen practischen Regulirung der Durchflußmenge und es ist eine solche für das erstgenannte System überhaupt unmöglich.

Aus diesem Grunde hilft man sich bei Turbinen mit über einander liegenden Rädern durch Theilung des Leit- und Laufrades in mehrere concentrische Ringe, die man einzeln oder combinirt wirken läßt, je nachdem das vorhandene Aufschlagwasser zur Füllung eines oder mehrerer Ringe genügt. Abgesehen davon, daß diese mitten im Wasserstrahle befindlichen Ringe oder Zwischenwände Veranlassung zu mancherlei Verlusten geben, ist diese Regulirung überhaupt unvollständig.

Bei den Francisturbinen wird die Regulirung gewöhnlich durch die Drehbarkeit der Leitradschaufeln, d. h. ein principiell mangelhaftes und practisch äußerst unvollkommenes Mittel bewirkt, indem die für einen guten Nutzeffect wichtigsten Factoren, die Eintrittsrichtung des Wassers und der Spielraum zwischen Leit- und Laufrad, verändert werden, während das Laufrad in Form und Weite der Canäle unverändert bleibt. Zur möglichen Abschwächung des resultirenden Fehlers wird eine sogenannte mittlere Leitschaufelstellung, nämlich eine fehlerhafte Stellung für das normale Durchflußquantum bestimmt.

Der Firma Nagel u. Kämp in Hamburg verdanken wir nun die folgende theoretisch vollkommene Regulirung einer Reactionsturbine, die wir im Nachstehenden näher betrachten wollen.

Bei einiger Ueberlegung wird man bald finden (und sind alle Constructeure zu dieser Idee gelangt, ohne dieselbe zu realisiren), daß eine rationelle Regulirung einer Reactionsturbine nur dadurch möglich ist, daß man den Leit- und Schaufelapparat concentrisch anordnet, das Wasser in radialer Richtung von innen nach außen durch das Rad fließen läßt und Radkronen anbringt, welche parallel der Achse be-

Digitized by Google

weglich die Canäle der Leit- und Turbinenräder genau ausfüllen, so daß durch eine Verschiebung dieser Kronen ein Radsystem von beliebiger Höhe hergestellt werden kann.

Diese Idee haben die Herren Nagel und Kämp realisirt, und durch eine dem vorhandenen Wasserquantum proportionale Höhenveränderung aller Leit- und Laufradcanäle eine correct wirkende Regulirung hergestellt, welche den Actionsturbinen nicht nur alle diejenigen Vortheile zusichert, welche den Reactionsturbinen (Girardturbinen) bisher allein zugeschrieben werden konnten, sondern welche in Verbindung mit den bereits oben erwähnten Vortheilen der Reactionsturbinen (gute Wirkung im Unterwasser und beliebige Aufstellung) dieses System zu einer der vollkommensten Turbinengattungen erheben würde. Allerdings läßt sich gegen diese Regulirung ein auf den ersten Anblick wichtiger Factor geltend machen, nämlich die sorgfältige Arbeit, welche dieselbe erheischt. Vergleicht man indessen die Regulirung einer vollkommenen Actionsturbine mit der Kronenregulirung von Nagel und Kämp, so wird man bald gestehen müssen, daß die practische Durchführung der Kronenregulirung bedeutende Schwierigkeiten verursachen muß.

Immerhin weist die concentrische Anordnung vieler Girard'scher Turbinen, der Turbinen von Francis und derjenigen von Lejeune (die alle vorzüglich functioniren) darauf hin, daß die ursprüngliche Fourneyron-Turbine eine practische Vervollkommnungsfähigkeit besitzt, welche aus Neuerungssucht für andere Systeme zum Schaden der Industrie bis in die neueste Zeit verkannt worden ist. Bei der ausgestellten Nagel und Kämp'schen Turbine werden die Leitradzellen durch eine sogenannte bewegliche Directionsscheibe, d. h. durch eine alle Leitradzellen nach oben begrenzende, auf der mittlern Spursäule verschiebbare Decke mehr oder weniger geöffnet und geschlossen, während gleichzeitig eine genau entsprechende Höhenveränderung aller Laufradzellen dadurch erfolgt, daß eine das Laufrad überdeckende Glocke oder sogenannte Zwischenkrone gehoben oder gesenkt wird, an welcher die Platten oder die den Canälen entsprechenden Ausfüllstücke befestigt sind, welche zwischen die Schaufeln der Laufräder eindringen und die eigentliche obere Decke des Rades bilden. Fig. 3 Tafel 33 ist der verticale und Fig. 4 der horizontale Durchschnitt durch das Leit- und Turbinenrad.

Die Zuführung des Wassers geschieht von unten her, indem dasselbe aus einem Wasserkasten durch die Rohrleitung B in das Bodenstück N D der Turbine gelangt.

Die Schaufeln des Leitrades sind in die Directionsscheibe b_2 Fig. 3 ein-

Digitized by Google

gesetzt, werden durch eine Stellvorrichtung r l b_2 gehoben und gesenkt, während das untere Ende der Schaufeln durch die am Untergestelle angegossenen Leitknaggen i genau vertical geführt wird.

Die Knaggen i bilden einen am ganzen Umfange des Mantels hinlaufenden Wulst, in welchem den Leitschaufeln genau entsprechende Einschnitte angebracht sind, so daß die Schaufeln ohne Zwang in den Einschnitten niedergleiten. Die Nabe y der Directionsscheibe b_2 ist auf der Säule D vertical verschiebbar. Das Laufrad E der Turbinen ist durch die schalenförmige Decke F fest mit der Turbinenwelle G verbunden. Die Regulirung des Turbinenrades geschieht nun folgendermaßen:

Zwischen dem obern und untern Radkranze r und r_1 des Laufrades E sind zwischen je 2 Schaufeln kleine Platten a a eingelegt, welche den Zwischenraum zwischen beiden Schaufeln ausfüllen, jedoch zwischen denselben leicht auf- und niedergleiten können. Die sämmtlichen Platten sind am innern Umfange der Räder durch einen Ring b aus Winkeleisen, am äußern Umfange aber durch die Kuppel c so miteinander verbunden, daß das Ganze eine stellbare Krone bildet, welche die Canäle des Turbinenrades begrenzt und so die Dimension seines Querschnittes bestimmt. Wird die Kuppel c gesenkt, so wird das Rad niedriger, umgekehrt wird es höher, wenn die Kuppel in die Höhe gehoben wird. Die Regulirung der beiden Räder, d. h. die Verschiebung der Directionsscheibe b_2 und der Kuppel c geschieht nun mit Hülfe eines Mechanismus von außen her, durch Drehung eines an leicht zugänglicher Stelle angebrachten Handrades und zwar auf folgende Weise: Im untern Theile des Bodenstückes N ist eine horizontale Achse n gelagert, und zwar einerseits in einem eigentlichen an der festen Standsäule D angebrachten Lager, und anderseits in 2 Stopfbüchsen, welche die Durchgangsstellen der Achse durch den Cylinder N abdichten. Diese Achse ist drehbar durch einen Hebel i, eine Zugstange u. s. w.

Auf der Achse n sitzen nun zwei aus dem verticalen Durchschnitte Fig. 3 ersichtliche kurze Hebel mit den Zugstangen r, welche an der Nabe y der Directionsscheibe b_2 angreifen. Wird nun die Achse n gedreht, so wird die Scheibe b_2 durch r und p gehoben oder gesenkt, die Höhe des Leitrades aber vermehrt oder vermindert.

Auf der horizontalen Achse n sitzen aber außerdem noch 2 andere kurze Hebel. Die äußeren Enden derselben wirken auf 2 verticale Zugstangen, durch diese auf eine horizontale Traverse, welche an der Nabe der beweglichen Kuppel c angreift, und es wird daher bei der Drehung der Achse n in diesem oder jenem Sinne die Kuppel c gleichzeitig mit

Digitized by Google

der Directionsscheibe b_2 gehoben oder gesenkt, die Höhe des Turbinenrades also vermehrt oder vermindert.

Die Wirkung dieses gleichzeitigen Hebens und Senkens der Directionsscheibe b_2 und der Zwischenkrone mit der Kuppel c ist nun die, daß für jede einzelne Stellung gleichsam eine neue Turbine geschaffen wird, welche sowohl in den jedesmaligen Querschnittsverhältnissen des Leit- und Schaufelapparates, als auch in der Führung des Wassers vom Leit- zum Schaufelrade vollkommen richtig ist, deshalb auch einen sehr nahe constanten Nutzeffect, resp. Güteverhältniß ergeben muß, unabhängig von der zur Verwendung kommenden Wassermenge, oder umgekehrt, es kann die Turbine jeder innerhalb weiter Grenzen veränderlichen Wassermenge vermöge ihrer Regulirung angepaßt werden.

Zu bemerken ist noch, daß die Kuppel oder Glocke c gleichzeitig noch den ganzen nicht beaufschlagten Theil der Laufräder überdeckt, und somit verhindert, daß dieser Theil bei Unterwasser Wasser ansaugt, was sonst bei freiliegendem Obertheil stattfinden müßte, die Nutzleistung aber beeinträchtigen würde.

Vergleicht man diese von Nagel und Kämp eingeführte Turbine mit den in der neuesten Zeit so sehr in Aufnahme gekommenen Girardturbinen (Actionsturbinen), so wird man finden, daß dieselbe den letztern in der That in keiner Beziehung nachstehen, vielmehr vor denselben noch den wesentlichen (oft sogar unschätzbaren) Vortheil voraus haben würde, sowohl zu beliebiger Höhe im Unterwasser arbeiten zu können, ohne an Nutzleistung zu verlieren, gleichzeitig aber auch als Actionsturbine gebaut werden zu können, indem man zwar das Wasser mit der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit aus den Leitcanälen austreten läßt, die Radcanäle dagegen so construirt, daß das Wasser in denselben frei abweicht, dieselben aber gerade noch vollständig ausfüllt, d. h. indem man die Turbine als „Grenzturbine" construirt. Die Turbine von Nagel und Kämp könnte somit als eine vollkommen correct regulirte bezeichnet werden, so lange es sich um die Verwendung mäßiger Wasserquantitäten handelt. Bei sehr bedeutendem Wasserverbrauche dagegen, verbunden mit geringem Gefälle, also da, wo die Dimensionen der Turbine bedeutend ausfallen, ist die Anwendung einer Grenzturbine vorzuziehen, die eine einfache Zu- und Abflußrichtung des Wassers gestattet, dabei ebenfalls im Stauwasser ohne Effectverlust arbeiten kann und hinsichtlich der Herstellungskosten billiger ist als die complet regulirte Reactionsturbine.

Der fatale Umstand bei der vorliegenden Regulirung von Nagel

Digitized by Google

und Kämp, sowie bei allen ähnlichen Constructionen, ist jedoch der, daß die Vorrichtung äußerst leicht in Unordnung geräth, wenn z. B. Unreinigkeiten zwischen die beweglichen Theile der Schaufelräume gelangen, was wohl kaum jemals zu vermeiden sein dürfte.

Jedenfalls ist die Vorrichtung immerhin eine delicate.

4. Girardturbinen-Anlage von 400 Pferdekr. in der Campmühle in Varzin.

In der Campmühle in Varzin (Eigenthum von Bismarck) sind zum Betriebe einer Holzstofffabrik 2 Girardturbinen von je 200 Pferdekräften Nutzleistung aufgestellt, welche von der Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik in Magdeburg ausgeführt worden sind.

Die Turbinen sind für folgende Daten construirt:

Gefälle = 4,000 Meter.

Per 1 Turbine: Wassermenge = 5000 Liter bei voller Beaufschlagung.

„ „ „ Nn = 200 effective Pferdekr.

Nutzleistung bei voller Beaufschlagung = 75 %.

„ „ halber „ = 72 %.

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Die beiden Tafeln 76 und 77 stellen die Anlage und die Construction der beiden Motoren dar, welche in einem durch eine wasserdichte Zwischenwand in 2 Kammern abgetheilten Holzgerinne aufgestellt sind.

An dieses Gerinne schließt sich ein Freigerinne von gleicher Tiefe wie das Turbinengerinne, und an das Freigerinne ein Flößgerinne von der für die Flößung erforderlichen Tiefe am Einlauf, mit nach dem Unterwasser schräg abfallendem Boden an.

Sämmtliche Gerinne sind durch Schützen vom Oberwasser absperrbar. Jede Turbine kann durch den Schützen unabhängig von der anderen vom Oberwasser abgesperrt und trocken gelegt werden.

Die Trennung der einzelnen Gerinne erstreckt sich bis auf das Unterwasser, jedoch sind besondere Schützen zur Absperrung der Turbinenkammern vom Unterwasser nicht angebracht. Die Bewegung wird von der stehenden Welle der Turbine aus, mittelst conischer Räder auf die gemeinschaftliche erste Vorgelegswelle, von dieser durch Stirnräder auf die innerhalb der Fabrik liegende Haupttransmissionswelle übertragen.

Es sind in der Campmühle nachstehende Arbeitsmaschinen in Betrieb:

4 Schleifapparate; mit horizontalen Steinen von 1400 Millimeter Durchmesser, 500 Millimeter Breite, aus der Maschinenfabrik

Digitized by Google

von J. M. Voith in Heidenheim; die dazu gehörigen Hülfsmaschinen aus derselben Fabrik:

3 Sortirapparate,
3 Raffineure,
3 Pappmaschinen,
} für die vierten ist Platz gelassen;

ferner:

1 Gwynne'sche Centrifugalpumpe von 2000 Liter pro Minute Leistungsfähigkeit,
1 Satinirwalzwerk und
1 Pappentrockenmaschine.

Sämmtliche vorstehend aufgeführte Maschinen sind im Hauptgebäude placirt. Ein Anbau enthält einen für die Fabrikation dienenden Dampfkessel und zwei Kochgefäße für Holzmasse.

Die sternförmige Sohlplatte der Turbine Taf. 76 ruht auf dem Bohlenbelag eines Pfahlrostes, welch ersterer die Oberkante des Untergerinnes bildet.

Acht gußeiserne Säulen tragen einen eisernen Kranz, der den schmiedeeisernen Einlaufcylinder und das Leitrad der Turbine aufnimmt.

Ersterer tritt durch den Bohlenbelag des Obergerinnes hindurch. Die Dichtung zwischen beiden wird durch einen auf den Bohlenbelag aufgeschraubten Winkeleisenring, der an den Einlaufcylinder gedichtet wird, hergestellt.

In dem unteren mit parallelen Wänden versehenen Theil des Leitrades befinden sich die eingegossenen stählernen Leitschaufeln. Der obere nach oben erweiterte Theil des Leitrades ist durch eingegossene gußeiserne Rippen in 8 Zellen getheilt, deren jede durch ein aufliegendes Segment verschließbar ist. Diese Segmente dienen zu der später zu beschreibenden Abschützung und Regulirung der Turbine. Das Leitrad nimmt einen durchbrochenen Kranz auf, dessen Zwischenräume durch abnehmbare Blechtafeln abgedeckt werden, und dessen mittlerer ausgebohrter Theil zur Anbringung des untern Lagers der Turbinenwelle dient. Das Lager besteht aus einem mit 4 Zellen versehenen gußeisernen Cylinder, in welchem 4 Pockholzlagertheile, die durch Metallkeile mit Schrauben nachstellbar sind, sich befinden. Eine Ledermanschette wird durch den Deckel des Cylinders gehalten und verhindert den Zutritt des Wassers zum Lager.

Das zur Schmierung des Lagers dienende Wasser wird durch ein hierzu im Deckel des Lagers angebrachtes Loch zugeführt.

Das Druckschaufelrad besteht aus einem sechsarmigen Kreuze, welches auf der Turbinenwelle durch Keil befestigt und durch einen in die Welle eintretenden zweitheiligen Ring gegen Herabfallen gesichert ist, und dem

Digitized by Google

Druckschaufelkranz mit eingegossenen Stahlschaufeln. Auf den Armen des Kreuzes vernietete stählerne runde Mitnehmer, die halb in die Arme, halb in die Lappen des Schaufelkranzes eintreten, dienen zur Verbindung beider Theile.

Die hohle, gußeiserne Turbinenwelle ist oberhalb des Oberwassers gekuppelt und nimmt hier, in einer seitlich offenen Erweiterung den Zapfen, und oberhalb desselben das conische Abtriebrad auf. Unterhalb der Kuppelung und oberhalb des Zahnrades ist je ein Halslager mit Metallpfanne, aus zwei Hälften bestehend, angebracht.

Die Lager ruhen mittelst gußeiserner, durch Rippen verstärkter Platten auf den Lagerhölzern, und letztere auf dem Gerinne.

Der Zapfen der Turbine ist ein Fontaine'scher Ueberwasserzapfen. Eine schmiedeiserne Tragsäule ruht in dem auf der Sohlplatte centrisch befestigten Tragfuße, tritt durch die hohle gußeiserne Turbinenwelle, welche an ihrem unteren Ende mittelst Metallbüchse die Zapfensäule umschließt, bis zu der über dem Oberwasser liegenden Kupplungsstelle derselben, wo eine zweite Metallbüchse angebracht ist, hindurch, trägt hier einen gußeisernen Kelch mit Stahlspur, auf welcher die im obern Theile der Turbinenwelle angebrachte schmiedeeiserne Zapfenspindel mittelst Stahlspur, sowie metallener, zur bessern Erhaltung des Oels mit Pockholz eingelegter loser Zwischenplatte läuft.

Die Zapfenspindel ist mit Schraubengewinde versehen, deren Mutter sich gegen den oberen Theil der Turbinenwelle stützt. Eine Drehung der Mutter mittelst Wurmrad und Schnecke gestattet eine Verstellung des Zapfens bei stattgehabter Abnutzung, sowie eine Verstellung des Spaltes zwischen Leitrad und Druckschaufelrad. Das Wurmrad hindert beim Gange der Turbine eine freiwillige Drehung der Mutter. Die Schmierung des Zapfens geschieht vom obern Theile der hohlen Turbinenwelle aus durch eine Bohrung der Zapfenspindel. Zur steten Kühlhaltung des Zapfens ist ein schmiedeeiserner Mantel um die Kuppelstelle der Turbinenwelle gelegt, der bis zur Oberkante des Zapfenkelches reicht und durch ein Wasserrohr stets mit kaltem Wasser versehen werden kann.

Die Abschützungs- und Regulirungsvorrichtung, deren allgemeine Anordnung aus dem Verticalschnitt der Turbine Taf. 76 und deren Details zu ersehen ist, besteht in 8 gußeisernen Segmenten, welche unterhalb mit Gummiplatten, die durch eine untergeschraubte gewölbte Platte gehalten werden, armirt sind und bei stattfindender Abschützung auf den obern Rändern der acht Zellen des Leitschaufelrades wasserdicht aufruhen, bei beabsichtigtem Wassereinlaß gehoben werden und sich an vier metallenen Leitstangen, die auf dem Leitrad befestigt sind, führen. Die Segmente

Digitized by Google

sind, um möglichst geringes Gewicht bei größter Widerstandsfähigkeit gegen den auf denselben lastenden Wasserdruck zu erzielen, hohl und mit Rippen versehen; die Kanten derselben sind zur Vermeidung von Contraction des eintretenden Wassers stark abgerundet; ebenso ist die untergeschraubte Platte, den eintretenden Wasserstrahlen sich möglichst anschmiegend, ausgebaucht. Fig. 5 u. 6 Tafel 77 stellen den Querschnitt und Längenschnitt durch diese Segmentdeckel dar.

Für das Aufheben und Herablassen der Segmentdeckel ist eine besondere Vorrichtung angebracht, welche wir hier nicht näher zu betrachten brauchen.

Die beschriebene Vorrichtung gewährt andern bisher gebräuchlichen Abschützungsvorrichtungen, als: Schieber, Klappen u. s. w., gegenüber den Vortheil eines sicheren und vollständigen Abschlusses jeder einzelnen Zelle, wodurch Wasserverluste, die bei den letzterwähnten Vorrichtungen nicht unbedeutend sind, vermieden werden.

Jede der beiden beschriebenen Turbinen ist, wie bereits früher erwähnt, nach dem System von Girard und für ein Nettogefälle von 4 Meter, gemessen vom Oberwasserspiegel bis Unterkante Druckschaufelrad und ein Maximalwasserquantum von 5 Cubikmeter pro Secunde construirt.

Bei normalem Unterwasserstande geht das Druckschaufelrad 100 Millimeter frei über dem Unterwasser, um die bei Actionsturbinen schädliche Tauchung sicher zu verhüten.

Die Hauptdimensionen der Turbine sind folgende:

Mittlerer Durchmesser des Leit- und Schaufelrades	=	2720	Millimeter.
Radiale untere Ausflußbreite des Leitrades .	=	206	Millimeter.
Radiale obere Einflußbreite des Laufrades. .	=	216	Millimeter.
Radiale untere Ausflußbreite des Laufrades .	=	650	Millimeter.
Axiale Höhe des Laufrades	=	350	Millimeter.
Anzahl der Leitradschaufeln	=	64.	
Anzahl der Laufradschaufeln	=	70.	
Blechstärke der Leitradschaufeln	=	5	Millimeter.
Blechstärke der Laufradschaufeln	=	8	Millimeter.
Normale Anzahl der Umdrehungen der Turbine pro Minute	=	30.	

Die Transmissionsräder haben folgende Hauptdimensionen:

Zahl der Zähne des conischen Holzkammrades auf der Turbinenwelle	=	136.	
Zahl der Zähne des conischen Eisenkammrades der ersten Vorgelegwelle	=	54.	

Digitized by Google

Zahnbreite beider Räder	=	350 Millimeter.
Theilung derselben	=	88 Millimeter.
Zahl der Umdrehungen pro Minute der ersten Vorgelegwelle	=	75.
Zahl der Holzkämme des Stirnrades der ersten Vorgelegwelle	=	112.
Zahl der Eisenkämme des Stirnrades der Haupttransmissionswelle	=	56.
Zahnbreite beider Räder	=	400 Millimeter.
Theilung derselben	=	85.
Anzahl der Umdrehungen pro Minute der Haupttransmissionswelle	=	150.

Die mit diesen Campmühlenturbinen erzielten dynamometrischen Resultate sind aus dem nachfolgenden Berichte des Herrn Geheimen Bergrath Professor Dr. Zeuner zu ersehen:

Bericht über die Bremsversuche an den Girardturbinen der Campmühle, von Professor Zeuner.

Die beiden in Bau und Größe vollkommen gleichen Girardturbinen, welche die Gräflich Stolberg'sche Maschinenfabrik in Magdeburg zum Betrieb der auf der Fürstlich Bismarck'schen Herrschaft Varzin befindlichen Holzschleiferei „Campmühle" geliefert hat, sind der Art berechnet und construirt, daß jede Turbine bei 4 Meter effectivem Gefälle und bei voller Beaufschlagung eine Wassermenge von 5 Cubikmeter pro Secunde verwerthet; dabei soll nun den contractlichen Bestimmungen gemäß ein Wirkungsgrad von 0,75, bei halber Beaufschlagung aber, wenn also die Hälfte aller Leitcanäle geschlossen sind, ein Wirkungsgrad von 0,72 erzielt werden, d. h. es wird garantirt, daß jede der beiden Turbinen im ersten Falle mindestens 75 Procent, im andern Falle 72 Procent der dem Wasserquantum und Gefälle entsprechenden disponibelu Arbeit am Vorgelege auf die Transmissionswelle überträgt. Im Contract ist aber weiterhin ausgesprochen, daß bei der experimentellen Prüfung der garantirten Leistung die Laufräder der Turbinen nicht in's Unterwasser tauchen dürfen, vielmehr so frei über dem Unterwasserspiegel arbeiten, daß das Wasser ungehindert die Turbinencanäle verläßt; diese letztere Forderung ist vollkommen sachgemäß, da die Girardturbinen Partialturbinen sind, bei denen der Wasserstrahl die Canäle nicht vollständig ausfüllt und daher ein Rückstau des todten Unterwassers in die Turbinencanäle durchaus vermieden werden muß.

An die Ausführung der eigentlichen Hauptversuche bin ich nicht

Digitized by Google

ohne einige Besorgniß gegangen; die zu untersuchende Turbine entwickelt bei voller Beaufschlagung eine Leistung von über 200 Pferdestärken und bei solcher Leistung ist es bekanntlich oft mit großen Schwierigkeiten verbunden, den Arm des Bremsdynamometers auf längere Zeitdauer im Gleichgewicht zu erhalten; hierzu trat die Bedingung einer sorgfältigsten Messung der Aufschlagwassermenge und auch diese Messungen ließen besondere Schwierigkeiten erwarten, da die Beobachtungen im Zuflußcanal bei einer Canalbreite von 2,230 Meter bei der großen Canaltiefe von ohngefähr 2,3 Meter angestellt werden mußten und bei voller Beaufschlagung ohngefähr 1 Meter Wassergeschwindigkeit zu erwarten war.

Um die bei derartigen Experimenten häufig auftretenden Störungen und Widerwärtigkeiten, die oft-genug ein vollständiges Mißlingen der Versuche mit sich bringen, zu vermeiden, ist zunächst von Seiten der Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik auf die Construction des Bremsdynamometers große Sorgfalt verwendet worden, während andererseits mir die Aufgabe zufiel, möglichst vollkommen justirte Hydrometer beizubringen.

Die meisten Untersuchungen über Leistung hydraulischer Motoren leiden an dem Uebel, daß insbesondere die Wassermengen nicht mit der erforderlichen Genauigkeit ausgeführt werden und daß bei Anwendung von Woltmann'schen Hydrometern und Aufführung der Beobachtungsresultate fast regelmäßig der Nachweis unterlassen wird, ob das Hydrometer auch in richtiger Weise adjustirt worden ist; man wird daher im Unklaren gelassen, welcher Grad der Zuverlässigkeit den eigentlichen Wassermengen zuzuschreiben ist und ob der aus den Versuchen berechnete Wirkungsgrad des Motors volles Vertrauen verdient*).

a) Anordnung und Benutzung des Prony'schen Zaumes.

Der Prony'sche Zaum oder das Bremsdynamometer, welches bei den Varziner Versuchen angewendet wurde, hat einen Durchmesser von 2,5 Meter und 0,4 Meter Ringbreite und war auf der liegenden Vorgelegwelle aufgekeilt.

Das Ende des Bremsbalkens drückte mittelst der Stütze auf die Brücke einer Decimalbrückenwage. Vertical über der Vorgelegwelle war der Bremsbacken und der Bremsbalken durchbohrt und über der Durch-

*) Es sind aus diesem Grunde von Zeuner sorgfältige Versuche mit den zwei Woltmann'schen Flügeln angestellt worden, um deren Constanten genau festzustellen. Die diesbezüglichen Nachweise sind im vorliegenden Auszuge weggelassen worden.
Anmerkung des Verfassers.

Digitized by Google

bohrung ein Trichter angebracht, in welchen zur Schmierung des Bremses mittelst einer Handfeuerspritze ein continuirlicher Wasserstrahl zwischen die Bremsklötze und den Bremsscheibenumfang eingeführt wurde. Es mag schon hier erwähnt werden, daß beim Bremsen der Turbine bei halber Beaufschlagung, wobei die Turbine etwas über 100 Pferdestärken abgab, diese Schmierung vollständig genügte, den Brems ruhig im Gleichgewicht zu erhalten; bei voller Beaufschlagung dagegen, bei welcher über 200 Pferdestärken gebremst wurden, fand aber wegen der enormen Reibung am Bremsscheibenumfang, wenn auch noch kein Verkohlen der Holzbacken, so doch starke Dampfbildung statt; ich ließ daher bei dieser Versuchsreihe während der ganzen Versuchsdauer mit Hülfe einer zweiten Feuerspritze einen Wasserstrahl noch von außen her gegen die Bremsbacken richten. Das Bremsen ging solcher Art trotz der enormen in Wärme umzusetzenden Arbeit vorzüglich und mit größter Ruhe von statten, obgleich jede der beiden Versuchsreihen eine Zeitdauer von einer Stunde und 20 Minuten in Anspruch nahm, also während dieses langen Zeitraumes (welchen die Wassermessung beanspruchte) der Arm des Dynamometers schwebend erhalten werden mußte.

Das Gewicht G_0 der Bremsscheibe Fig. 4 Taf. 77 betrug 3079 Kilogramm; während das Gesammtgewicht G des eigentlichen Zaumes in allen seinen Theilen nach directer Abwägung (nach Ausführung der Versuche ermittelt) sich zu 1177 Kilogramm ergab. Das letztangegebene Gewicht G theilt sich in zwei Theile G_1 und G_2, von denen der eine Theil auf die Bremsscheibe fällt und mit dieser gemeinschaftlich von der Vorgelegewelle getragen wird und hier zur Vermehrung der Zapfenreibung beiträgt. Der andere Theil G_2 des Zaumgewichtes wird von der Brücke der Brückenwage getragen; nennt man p das Gewicht, welches auf die Schale der Decimalwage gelegt werden mußte, um den Theil G_2 des Zaumgewichtes abzubalanciren, so besteht die Beziehung

$$10 . p = G_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und dieser Werth p ist vor Beginn der Versuche direct beobachtet worden. Zu diesem Zwecke wurden die Bremsschrauben so weit gelöst, daß der Bremsgurt den Umfang der Bremsscheibe nicht mehr berührte, der ganze Zaum so weit gehoben, daß auch der Bremsbacken B frei wurde und nun am obersten Punkt c der Bremsscheibe eine Schneide eingelegt, auf welche dann der Bremszaum aufgelagert wurde. Man brachte nun die Brückenwage zum Einspielen und fand, daß ein Gewicht p = 13,7 Kilogramm auf die Schale zu legen war, um den Bremsarm horizontal schwebend zu erhalten; es ergiebt sich daher nach vorstehender Gleichung,

Digitized by Google

daß vom ganzen Zaumgewicht $G_2 = 137$ Kilogramm auf der Brücke der Wage und der Rest desselben, nämlich

$$G_1 = G - G_2 = 1040 \text{ Kilogramm},$$

auf der Bremsscheibe ruhte.

Rechne ich zu dem letztern Werthe das Gewicht G_0 der Bremsscheibe hinzu, so ergiebt sich der ganze Verticaldruck X, der vom gesammten Bremsapparate herrührend auf der Vorgelegwelle ruht und zur Verstärkung der Zapfenreibung beiträgt,

$$X = G_0 + G_1 = 4119 \text{ Kilogramm}.$$

Dieser Werth gilt aber nur für den Ruhezustand, beim Bremsen selbst wird dieser Verticaldruck etwas vermindert und zwar um eine Größe, die sich folgender Art bestimmt: Bezeichnet P das Gewicht, welches bei einem Bremsversuche auf die Wagschale zu legen war, und, wie vorhin, p das Schalengewicht zum Aufheben des auf der Brücke ruhenden Theiles G_2 des Zaumgewichtes, so reagirt die Brücke durch die Stütze E von unten nach oben mit der Kraft 10 (P + p); das Gewicht von Bremsscheibe und dem gesammten Zaum beträgt aber $G_0 + G_1 + G_2$ und daher ist beim Bremsen genauer die vom Bremsapparate herrührende Belastung X der Vorgelegwelle

$$X = G_0 + G_1 + G_2 - 10\ (P + p).$$

Nun habe ich aber bei allen unten folgenden Versuchen die Summe der auf der Schale der Wage liegenden Gewichte, also P + p notirt; bezeichne ich diesen Werth mit Q, so ergiebt vorstehende Formel unter Benutzung der oben angegebenen Gewichte G_0, G_1 und G_2 die Belastung X der Welle:

$$X = 4256 - 10 . Q \text{ Kilogramm}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Diese Formel werde ich unten, nachdem ich sie vorher einer weitern Umformung unterworfen habe, bei Berechnung der Zapfenreibungsarbeit an der Vorgelegwelle mit in Betracht ziehen.

Ich habe nun im Weiteren die Formel zu entwickeln, nach welcher bei den Versuchen die Arbeit, in Pferdestärken ausgedrückt, zu berechnen ist, auf welche die Beobachtung beim Bremsen führt.

Bezeichnet F die gesammte Reibung am Umfange der Bremsscheibe und ist r der Halbmesser dieser Scheibe, sowie a die Länge des Bremsarmes, so besteht beim Gleichgewicht die Beziehung:

$$F r = 10 P a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

wobei, wie vorhin, P das Gewicht ist, welches nach dem Ausgleichen des Bremsgewichtes auf die Wagschale zu legen ist.

Macht nun die Vorgelegwelle mit der Bremsscheibe pro Minute n_0

Digitized by Google

Umdrehungen, so ist die Geschwindigkeit eines Punktes des Umfanges der Bremsscheibe

$$\frac{\pi r n_0}{30}$$

und daher die Bremsarbeit L in Meterkilogramm pro Secunde

$$L = \frac{\pi n_0}{30} . F r$$

Dividirt man diesen Werth durch 75, so erhält man die Arbeit in Pferdestärken, die mit N bezeichnet werden mag; benutzt man überdies noch Gl. (6), so folgt aus vorstehender Gleichung:

$$N = \frac{\pi . n_0}{3 . 75} P a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Bei den Versuchen wurde nun nicht die Anzahl n_0 der Umdrehungen der Vorgelegwelle, sondern die Umdrehungszahl der Turbine selbst beobachtet; bezeichne ich diese mit n, so besteht, weil die Vorgelegräder resp. die Zähnezahlen 136 und 54 haben, die Proportion

$$n_0 : n = 136 : 54.$$

Setze ich den hieraus hervorgehenden Werth von n_0 in Gl. (7) ein und führe ich wieder statt des Gewichtes P das gesammte auf der Wagschale liegende Gewicht Q ein, wobei also $P = Q - p = Q - 13,7$ ist, so ergiebt die angezogene Gleichung, wenn man überdies noch die Länge a des Bremsarmes, welche die directe Messung zu $a = 4,240$ Meter ergab, substituirt:

$$N = (0,14910 . Q - 2,04267) n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Diese Formel ist es denn nun, nach welcher bei der vorliegenden Turbinenanlage sich aus der Gesammtbelastung Q der Wagschale und der Umdrehungszahl n der Turbine pro Minute die durch den Brems angezeigte Arbeit in Pferden ermittelt.

Nehme ich an, bei voller Beaufschlagung der Turbine und bei 30 Umdrehungen derselben seien gerade 200 Pferdestärken gemessen worden, so ergiebt die Formel (8) das auf der Schale liegende Gesammtgewicht $Q = 58,4$ Kilogramm.

Wäre dagegen bei der gleichen Umdrehungszahl und bei halber Beaufschlagung die gemessene Leistung 100 Pferdestärken gewesen, so giebt dieselbe Gleichung die Schalenbelastung $Q = 36,0$.

Da nun in der That die angenommenen Bremsarbeiten nahezu vorliegen, so kann man diese beiden Werthe von Q in die Formel (5) einsetzen und erhält man dann für den Zweck der Berechnung der Reibungsarbeit an den Zapfen der liegenden Vorgelegwelle, eine Frage, auf die ich sogleich näher eintreten werde, die vom Gewichte des Bremsapparates

Digitized by Google

beim Bremsen herrührende Mehrbelastung X der Zapfen der Vorgelegwelle

$$X = 3672 \text{ Kilogramm bei voller, ... (9)}$$
$$= 3896 \text{ „ „ halber Beaufschlagung.}$$

Die Anwendung dieser Werthe zum angegebenen Zwecke ist zwar nur angenähert richtig, aber vollständig genau genug; denn gewöhnlich vernachlässigt man den Einfluß des Schalengewichtes auf die Zapfenbelastung gänzlich.

b) Berechnung des aus der Zapfen- und Zahnreibung an der Vorgelegwelle entspringenden Arbeitsverlustes.

Da das Bremsdynamometer auf die horizontale Vorgelegwelle aufgesetzt werden mußte, so giebt die am Brems gemessene Arbeit nicht direct die Arbeit der Turbine; die letztere Arbeit ist größer, weil während der Fortpflanzung derselben durch die Vorgelegwelle nach dem Bremse hin durch die Zapfenreibung und die Zahnreibung ein nicht unbedeutender Arbeitsverlust stattfindet, dessen Ermittelung nothwendig ist.

Der aus der Zapfenreibung entspringende Verlust bestimmt sich auf folgende Art:

Die liegende Welle ruht, wie Fig. 4 Tafel 77 zeigt, in 5 Lagern, die von rechts nach links hin numerirt sind. Von den beiden Turbinen war es diejenige, deren Welle mit I bezeichnet ist, welche gebremst worden ist, deren Zahnrad also mit dem Vorgelegrad D in Eingriff stand; das Vorgelegrad E dagegen war bei den Versuchen außer Eingriff mit dem Zahnrade der Turbine II gebracht.

Das Gewicht der liegenden Welle beträgt 2110 Kilogramm und jedes der beiden Vorgelegräder D und E hat ein Gewicht von 1387,5 Kilogramm. Sehe ich zunächst vom Gewichte des Bremsapparates ab, so beträgt der ganze Verticaldruck, den die 5 Zapfen tragen: 4885 Kilogramm und diese Belastung vertheilt sich nahezu (eine genaue Bestimmung der Druckvertheilung ist theoretisch unmöglich) in folgender Art auf die einzelnen Zapfen:

Zapfenbelastung am Zapfen Nr. 1 $P_1 = 1216$ Kilogramm.
„ 2 $P_2 = 1037$ „
„ 3 $P_3 = 1513$ „
„ 4 $P_4 = 950$ „
„ 5 $P_5 = 169$ „
Summe: 4885 Kilogramm.

Wären die Zapfen alle von gleichem Durchmesser, so würde eine besondere Annahme über die Druckvertheilung auf dieselben nicht nöthig

Digitized by Google

RELEASE LIBRARY UNIVERSITY

sein; es beträgt aber der Durchmesser d_1 jeder der beiden Zapfen 1 und 2

$$d_1 = 0{,}157 \text{ Meter}$$

und der Durchmesser d der übrigen 3 Zapfen Nr. 3, 4 und 5

$$d = 0{,}187 \text{ Meter.}$$

Es berechnet sich daher, wenn die Welle in der Minute n_0 Umdrehungen macht und der Zapfenreibungscoëfficient mit f_1 bezeichnet wird, die Arbeit L_1 der Zapfenreibung pro Secunde in Meterkilogrammen

$$L_1 = f_1 \cdot \frac{\pi n_0}{60} [(P_1 + P_2) d_1 + (P_3 + P_4 + P_5) d] \ldots (10)$$

An dieser Formel sind aber noch gewisse Correctionen anzubringen. Zunächst ist nämlich zu beachten, daß die beiden Zapfen 1 und 2 auch noch Horizontalpressungen, welche von dem Zahndrucke Z an den beiden Vorgelegrädern D und F (Fig. 3) herrühren, zu ertragen haben. Dieser Zahndruck berechnet sich für vorliegenden Fall genau genug in folgender Art: Macht die Turbine n Umdrehungen in der Minute und ist r_1 der Halbmesser des Zahnrades F, so ist die Geschwindigkeit am Umfange desselben

$$\frac{\pi r_1 n}{30}$$

und daher folgt, wenn N_e die effective Arbeit der Turbine in Pferdestärken bedeutet, die Gleichung

$$N_e = Z \cdot \frac{\pi r_1 n}{30 \cdot 75},$$

und hieraus ergiebt sich, da den Abmessungen gemäß $r_1 = 1{,}904$ Meter ist und die Turbine normal $n = 30$ Umdrehungen macht, der Zahndruck Z bei voller Beaufschlagung, bei welcher rund $N_e = 200$ Pferdestärken ist: $Z = 2500$ Kilogramm,

dagegen bei halber Beaufschlagung, d. h. für $N_e = 100$:

$$Z = 1250 \text{ Kilogramm.}$$

Von diesem Horizontaldrucke kommt im ersteren Falle auf den

Zapfen 1: $H_1 = 1720$ Kilogramm,

auf 2: $H_2 = 780$ „

im anderen Falle

auf Zapfen 1: $H_1 = 860$ Kilogramm,

„ „ 2: $H_2 = 390$ „

Diese Horizontalkräfte vereinigen sich mit den Verticalkräften P_1 und P_2 bei den genannten Zapfen und man erhält bei voller Beaufschlagung:

Zapfendruck 1: $R_1 = \sqrt{P_1^2 + H_1^2} = 2110$ Kilogramm,

„ 2: $R_2 = \sqrt{P_2^2 + H_2^2} = 1300$ „

dagegen bei halber Beaufschlagung:

Digitized by Google

Zapfendruck 1: $R_1 = \sqrt{P_1^2 + H_1^2} = 1490$ Kilogramm,
„ 2: $R_2 = \sqrt{P_2^2 + H_2^2} = 1100$ „

Diese Werthe von R_1 und R_2 sind es nun, die beziehungsweise statt P_1 und P_2 in Gl. (10) zu substituiren sind; zugleich ist aber auch die Mehrbelastung X der Zapfen in Rechnung zu ziehen, die beim Bremsen vom Bremsapparate herrührt und die ich oben unter a) bei voller Beaufschlagung zu $X = 3672$ Kilogramm und bei halber zu $X = 3896$ Kilogramm gefunden habe und die in Gl. (10) der Summe $(P_3 + P_4 + P_5)$ zuzufügen ist.

Die Substitution aller der genannten Größen in die angegebene Gl. (10) ergiebt nun die Arbeit, welche die Zapfenreibung bei den Bremsversuchen pro Secunde absorbirt hat:

$L_1 = 89{,}755 . f_1 . n_0$ Meterkilogramm bei voller,
$L_2 = 85{,}210 . f_1 . n_0$ „ „ halber Beaufschlagung.

Führe ich wieder die Anzahl n der Umdrehungen der Turbine in diese Formeln ein, indem ich mit Rücksicht auf die Zähnezahl der Vorgelegräder $n_0 = \frac{136}{54} n$ substituire, und dividire ich die Werthe rechts durch 75, so ergiebt sich der Arbeitsverlust N_1 in Pferdestärken, welcher der Zapfenreibung an der Vorgelegwelle entspricht:

(11a) $N_1 = 3{,}014 . f_1 . n$ Pferdestärken bei voller,
(11b) $N_1 = 2{,}861 . f_1 . n$ „ „ halber Beaufschlagung.

Diese Formeln sind es, die unten weiter benutzt werden. Setze ich, um schon jetzt über die Größe dieses Arbeitsverlustes ein Urtheil abzugeben, die normale Umdrehungszahl der Turbine $n = 30$ und den Coëfficienten der Zapfenreibung $f_1 = 0{,}07$, wie er gewöhnlich bei ordentlicher Unterhaltung der Zapfen angenommen wird, so ergiebt sich, daß der genannte Arbeitsverlust resp.

$N_1 = 6{,}33$ und $6{,}01$ Pferdestärken

bei den Bremsversuchen betragen hat.

Es bleibt nun noch übrig, auch den Arbeitsverlust zu bestimmen, welcher der Zahnreibung am Vorgelege entspricht.

Bezeichne ich mit f_2 den Coëfficienten der Zahnreibung und mit Z den Zahndruck, wie er oben schon erwähnt worden ist, so ist die Zahnreibung $f_2 Z$.

Bezeichnet weiterhin h die Zahnhöhe und s die halbe Eingriffsstrecke (vergl. Fig. 3, in welcher der Theilkreis der beiden conischen Räder abgewickelt dargestellt ist), so ergiebt sich die auf den Theilkreis reducirte Zahnreibung F aus der Formel: $F . 2s = f_2 . Z . 2h$ und hieraus

$$F = \frac{h}{s} . f_2 . Z.$$

Digitized by Google

Multiplicirt man diese Gleichung auf beiden Seiten mit der Umfangsgeschwindigkeit w der Räder, so ergiebt sich der Arbeitsverlust L_2 in Meterkilogrammen pro Secunde, welcher der Zahnreibung entspricht,

$$L_2 = F w = \frac{h}{s} . f_2 . Z w.$$

Nun ist aber Z w nicht anderes, als die effective Arbeit der Turbine in Meterkilogrammen pro Secunde; wird diese mit L_e bezeichnet, so folgt

$$L_2 = \frac{h}{s} f_2 L_e,$$

oder wenn man auf beiden Seiten mit 75 dividirt und die effective Arbeit der Turbine in Pferdestärken mit N_e bezeichnet und wenn N_2 der Arbeitsverlust in Pferden ist, der der Zahnreibung entspricht, so ergiebt sich:

$$N_2 = \frac{h}{s} . f_2 N_e.$$

Nun habe ich die wirksame Zahnhöhe h der Zeichnung entnommen, zu $h = 0{,}047$ Meter gefunden und daraus die halbe Eingriffsdauer $s = 0{,}257$ Meter berechnet, was geben würde $\frac{h}{s} = 0{,}1829$; an den Rädern selbst habe ich dann in Varzin die beiden Größen direct abgemessen und $h = 0{,}047$ Meter und $s = 0{,}250$ Meter gefunden, woraus folgt $\frac{h}{s} = 0{,}188$, ich setze daher in vorstehende Formel definitiv $\frac{h}{s} = 0{,}185$ und erhalte dann zur Berechnung der Hauptversuche die Arbeit der Zahnreibung in Pferdestärken

$$N_2 = 0{,}185 . f_2 N_e . . . . . \quad (12)$$

Um auch über die Größe dieses Arbeitsverlustes schon an dieser Stelle eine Angabe zu machen, setze ich den Coëfficienten der Zahnreibung, der gewöhnlichen Annahme entsprechend, $f_2 = 0{,}1$ und finde dann respective für $N_e = 200$ und 100 Pferdestärken den Arbeitsverlust, welcher der Zahnreibung am Vorgelege entspricht,

$$N_2 = 3{,}70 \text{ und } 1{,}85 \text{ Pferdestärken};$$

bei den Versuchen selbst stellten sich beide Werthe etwas größer heraus, da die Arbeit N_e der Turbine eine größere war.

Als Abschluß der vorstehenden vorbereitenden Untersuchungen ist nun endlich die Formel abzuleiten, aus welcher auf Grund der Hauptversuche im Folgenden die wirkliche Arbeit der Turbine bestimmt worden ist, derjenige Werth, der vorzugsweise auf den durch den Contract verlangten Wirkungsgrad von Einfluß ist.

Ist, in Pferdestärken ausgedrückt, N die Arbeit, die durch den

Digitized by Google

Prony'schen Zaum gemessen wurde, N_e die Arbeit der Turbine, N_1 die Arbeit, die an der Vorgelegwelle durch die Zapfenreibung, und N_2 die Arbeit, welche durch die Zahnreibung am Vorgelege verloren geht, so besteht die Beziehung $N = N_e - N_1 - N_2$ . . . . . (13)

Nun habe ich oben, unter der Voraussetzung, daß Q die ganze Belastung der Wagschale der Brückenwage, die Belastung in Kilogrammen gemessen, und n die Anzahl der Umdrehungen der Turbine bedeutet, die am Bremsdynamometer beobachtete Arbeit in Pferdestärken gefunden (nach Gl. 8): $N = (0{,}14910 . Q - 2{,}04267)\, n$.

Die Arbeit der Zapfenreibung an der Vorgelegwelle war bei voller und halber Beaufschlagung der Turbine nach der Gleichung (11a und 11b) resp.: $N_1 = 3{,}014 . f_1 . n$ und $N_1 = 2{,}861 . f_1 . n$
und endlich die Arbeit der Zahnreibung nach Gl. (12)

$$N_2 = 0{,}185 . f_2 N_e.$$

Die Substitution dieser Größen in Gl. (13) ergiebt nun die Arbeit der Turbine in Pferdestärken bei voller Beaufschlagung:

$$N_e = \frac{(0{,}14910\, Q - 2{,}04267 + 3{,}014\, f_1)}{1 - 0{,}185\, f_2}\, n \quad . \quad (14a)$$

und bei halber Beaufschlagung:

$$N_e = \frac{(0{,}14910\, Q - 2{,}04267 + 2{,}861\, f_1)}{1 - 0{,}185 . f_2} . n \quad . \quad (14b)$$

Aus beiden Formeln erkennt man, daß die Wahl der beiden Reibungscoëfficienten f_1 und f_2 von wesentlichem Einfluß auf die Beurtheilung der Arbeit der Turbine ist, diese Wahl also mit Vorsicht zu geschehen hat.

Für den Zapfenreibungscoëfficienten rechnet man für gewöhnlich $f_1 = 0{,}10$, für vorzügliche Unterhaltung der Schmierung der Zapfen dagegen $f_1 = 0{,}054$ und für gute Unterhaltung $f_1 = 0{,}070$; ich glaube nun den letztern Werth hier anwenden zu dürfen mit Rücksicht darauf, daß die ganze Turbinenanlage vor den Bremsversuchen noch nicht in Betrieb gewesen ist, die Zapfen also sicher noch nicht vollkommen eingelaufen waren.

Größere Unsicherheit herrscht in Bezug der Größe des Coëfficienten f_2 für die Zahnreibung; man rechnet hier gewöhnlich $f_2 = 0{,}10$ bis 0,16, den letztern Werth bei gußeisernen Rädern; da bei der in Rede stehenden Turbinenanlage gußeiserne Zähne mit Holzzähnen in Eingriff stehen, so entscheide ich mich, da die Zahnräder sehr sanft arbeiteten, für den kleineren Werth $f_2 = 0{,}10$, und hoffe damit dem Maschinenfabrikanten, in dessen Interesse es allerdings liegen würde, wenn ich die beiden Reibungscoëfficienten möglichst groß wählen würde, nicht zum

Digitized by Google

Nachtheil zu rechnen. Setze ich daher in die Formeln 14a und 14b $f_1 = 0{,}07$ und $f_2 = 0{,}10$ ein, so erhalte ich die Formeln, die bei Berechnung der Leistung der Turbine bei den Hauptversuchen von mir verwendet worden sind, und zwar folgt für volle Beaufschlagung:

$$\frac{N_e}{n} = 0{,}15191\,Q - 1{,}8662 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15a)$$

und für halbe Beaufschlagung:

$$\frac{N_e}{n} = 0{,}15191\,Q - 1{,}8771 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15b)$$

Ergebnisse der Hauptversuche.

Es ist oben bereits einleitend bemerkt worden, daß die sämmtlichen Hauptversuche in zwei Versuchsreihen zerfallen; bei der einen Versuchsreihe (Versuche vom 2. November) waren sämmtliche Leitcanäle der Turbine geöffnet, lag also volle Beaufschlagung vor; bei der andern Reihe (Versuche am 1. November) war die Hälfte aller Leitcanäle verdeckt, fand demnach halbe Beaufschlagung der Turbine statt. Die angestellten Beobachtungen erstreckten sich nach drei Richtungen, und galten der Wassermessung, der Gefällmessung und der Messung der Leistung mittelst des Bremsdynamometers.

Da bei der Sorgfalt, mit welcher die Wassermessung ausgeführt werden sollte, voraussichtlich ein längerer Zeitraum für die betreffenden Beobachtungen mit dem Woltmann'schen Flügel beansprucht werden mußte (in der That erforderte auch bei jeder einzelnen der beiden Versuchsreihen die Wassermessung die Zeit von einer Stunde und 20 Minuten), so war zu erwarten, daß während dieser Zeit die Wasserspiegel im Ober- und Untercanal und daher auch die Wassertiefe im Zuflußgerinne, in welchem die Flügelbeobachtungen stattfanden, sowie daß das disponible Gefälle variiren würde. Mit diesen Veränderungen war aber weiterhin zu erwarten, daß auch die Belastung der Wagschale am Brems fortwährend verändert werden müsse, auch schon deshalb, weil auch die Umdrehungszahl der Turbine bei derartigen Versuchen kleinen Schwankungen unterliegt und nicht constant auf dem normalen Werthe, der hier 30 Umdrehungen pro Minute beträgt, erhalten werden kann.

Ich schlug daher einen besondern Weg ein, um der Zeit nach übereinstimmende Beobachtungsresultate zu erhalten, indem ich nämlich vor Beginn der Versuche die Uhren aller Beobachter, die mich unterstützten, auf die gleiche Zeit stellen ließ; vom Beginn bis zum Ende der Wassermessung wurden die Beobachtungen über den Stand des Oberwasserspiegels, des Unterwasserspiegels, über die Umdrehungszahl der

Digitized by Google

Turbine und die Schalenbelastung am Bremsdynamometer alle 5 Minuten notirt und dann zum Zweck der Berechnung der Versuche die Notirungen in Tabellen zusammengestellt, die ich unten folgen lassen werde. Es wird aber die Uebersichtlichkeit der Darstellung erhöhen, wenn ich zunächst die Ergebnisse der Wassermessung gesondert bespreche.

Resultate der Wassermessung.

In den Fig. 1 und 2 Taf. 77 ist die Turbinenanlage im Auf- und Grundriß skizzirt. Ein Zuflußcanal ist nicht vorhanden; durch die Turbinenanlage und einen Querdamm wird die Wipper gestaut und bildet einen Wehrteich, aus welchem ein Theil des Wassers durch ein Flößgerinne F abströmt, ein anderer Theil durch das Freifluther abgeführt werden kann, wenn der Schütze desselben geöffnet wird. Das Wasser tritt aus dem Wehrteiche unmittelbar in die Turbinenkammern, von denen jede zwei Schützen hat. Bei den Versuchen waren die beiden Schützen c und d der Kammern der ausgerückten Turbine II geschlossen und von den Schützen a und b der Turbine I, welche gebremst wurde, auch die Schütze a geschlossen, allein also nur die Schütze b geöffnet. Vor dieser Schütze nun war speciell zum Zwecke der Wassermessung ein aus Pfosten hergestelltes Zuflußgerinne A (Fig. 2) von 2,230 Meter lichter Weite und 2,5 Meter Seitenwandhöhe auf eine Länge von 7 Meter in den Wehrteich hinausragend eingebaut. In einer Entfernung von ca. 0,5 Meter von der Schützenwandung wählte ich den Querschnitt B (Fig. 2), in welchem die Flügelbeobachtungen stattfanden.

Den Querschnitt, der übrigens genau rectangulär gefunden wurde, theilte ich nun der Breite nach in 4 gleiche Theile, 1, 2, 3 und 4, Fig. 7 Tafel 77, und ebenso der Tiefe nach a, b, c, d; der Querschnitt war dadurch in 16 gleiche Rechtecke getheilt, in deren Mittelpunkten der Reihe nach der Woltmann'sche Flügel eingehalten wurde, und zwar, das Auge stromaufwärts gerichtet, ebenfalls der Reihe nach von links nach rechts gehend, zuerst in der obern Reihe a, dann in der zweiten Horizontalreihe b u. s. f.

Bei voller Beaufschlagung (Versuche vom 2. November) wurden nun von mir die folgenden Umdrehungszahlen am Hydrometer (pro Minute) notirt:

	1	2	3	4
a	144	166	153	154
b	142	169	169	164
c	135	163	153	163
d	119	122	114	116

Digitized by Google

Bei halber Beaufschlagung hingegen (Versuche vom 1. November) fanden sich folgende Flügelumdrehungen:

	1	2	3	4
a	77	78	77	77
b	76	77	77	77
c	76	74	72	75
d	74	72	51	47

Da im erstern Falle der Flügel pro Minute an allen Stellen des Querschnittes mehr, und in der zweiten Versuchsreihe weniger als 100 Umdrehungen zeigte, so waren die entsprechenden Wassergeschwindigkeiten im erstern Falle nach der aus den Justirungsversuchen abgeleiteten und oben gegebenen Formel (3) und im andern Falle nach Formel (2) zu berechnen, aus welcher Rechnung sich Folgendes ergab:

Tabelle 3a.

Wassergeschwindigkeiten im Querschnitte des Zuflußcanals bei voller Beaufschlagung:

(Beginn der Versuche 2. Nov., Vormittags 10^h 15'; Ende: 11^h 35'.)

	1	2	3	4	
a	0,942	1,100	1,006	1,014	Meter.
b	0,928	1,121	1,121	1,085	"
c	0,877	1,078	1,006	1,078	"
d	0,762	0,784	0,726	0,741	"

Tabelle 3b.

Wassergeschwindigkeiten im Querschnitte des Zuflußcanales bei halber Beaufschlagung:

(Beginn der Versuche 1. Nov., Mittags 1^h 35'; Ende: 2^h 55'.)

	1	2	3	4	
a	0,480	0,487	0,480	0,480	Meter.
b	0,474	0,480	0,480	0,480	"
c	0,474	0,462	0,449	0,468	"
d	0,462	0,449	0,318	0,293	"

Da die Querschnittstheile, für welche die angegebenen Geschwindigkeiten beobachtet wurden, gleich groß waren, so bestimmt sich die mittlere Zuflußgeschwindigkeit als arithmetisches Mittel der angegebenen Beobachtungswerthe; man erhält als mittlere Geschwindigkeit w des Wassers im ganzen Querschnitte bei voller Beaufschlagung:

$$w = 0{,}9607 \text{ Meter pro Secunde,}$$

bei halber Beaufschlagung:

$$w = 0{,}4512 \text{ Meter.}$$

Bezeichnet nun b die Canalbreite, a die Wassertiefe in Metern und V die Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde, so findet sich

$$V = 0{,}9607 \,.\, a\, b \text{ resp. } V = 0{,}4512 \,.\, a\, b,$$

Digitized by Google

oder da die Canalbreite b = 2,230 Meter gefunden wurde, so ist die beobachtete Wassermenge bei voller Beaufschlagung:

$$V = 2{,}1425 . a \text{ Cubikmeter pro Secunde} \quad . \quad . \quad . \quad (16a)$$

bei halber Beaufschlagung:

$$V = 1{,}0063 . a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16b)$$

Wäre die Wassertiefe a im Zuflußcanal während der ganzen Dauer der Messungen constant geblieben, so ließen sich die Wassermengen aus den vorstehenden Formeln sogleich berechnen; diese Voraussetzung wurde aber nicht erfüllt; bei beiden Versuchsreihen stieg während der Versuchsdauer der Wasserspiegel im Obercanal und zwar bei den Versuchen mit voller Beaufschlagung bei einer mittlern Wassertiefe von 2,362 Meter um 0,128 Meter, und bei den Versuchen unter halber Beaufschlagung bei einer mittlern Wassertiefe von 2,534 Meter um 0,022 Meter, in beiden Fällen bei einer Beobachtungsdauer von 1 Stunde 20 Minuten. Diesem Umstande, der nicht abzuändern war, habe ich dadurch Rechnung getragen, daß ich, wie die unten folgenden Tabellen zeigen, die Versuchsdauer in 4 Zeitabschnitte zerlegte, für jeden Abschnitt die mittlere Wassertiefe bestimmte und die entsprechende Wassermenge nach obigen Gleichungen (16a) und (16b) berechnete.

Dabei wird freilich die Annahme gemacht, daß die Geschwindigkeiten des Wassers in den einzelnen Theilen des Querprofiles während der ganzen Versuchsdauer unverändert geblieben seien, die Zunahme der Aufschlagwassermenge also nur von der Zunahme der Wassertiefe herrühre, und die letztere Zunahme ohne Einfluß auf die Wassergeschwindigkeiten geblieben sei. Ich halte hier diese Annahme für durchaus zulässig, denn im Verhältniß zu der großen Wassertiefe im Canale ist die Veränderung der Tiefe nur unbedeutend, und die weiter unten folgenden Resultate, nach welchen die berechnete disponible Arbeit nahe gleichen Schritt mit der durch den Brems gemessenen Arbeit der Turbine hält, unterstützten die Annahme.

Bezüglich der Resultate der Wassermessung sei noch Folgendes bemerkt:

Betrachtet man die Wassergeschwindigkeitswerthe der vorstehenden Tabelle 3a und 3b, so erkennt man, daß in der untern Wasserschicht d die Werthe z. Th. wesentlich kleiner als in den obern Schichten sind; es hat das seinen Grund darin, daß ich den Versuchsquerschnitt ziemlich nahe am Rechen wählen mußte, um bei der Kürze des Versuchsgerinnes nicht zu nahe dem Eintrittsquerschnitte zu kommen, in welchem die Contraction deutlich erkennbar war; die untere Querleiste des Rechens hatte nun ohne Zweifel Einfluß auf die Wassergeschwindigkeit am Gerinn-

Digitized by Google

boden im Versuchsquerschnitt. Im Uebrigen sieht man, daß bei halber Beaufschlagung Tabelle 3b die Wassergeschwindigkeit an den verschiedenen Stellen des Profiles sehr wenig verschieden war, sich also ein Wasserkörper von nahezu prismatischer Form durch den Querschnitt bewegte.

Anders bei voller Beaufschlagung; hier differiren die Geschwindigkeiten in eigenthümlicher Weise; um Einblick in die Sache zu gewähren, habe ich in ähnlicher Weise, wie man durch sogenannte Horizontalcurven die Form von Gebirgen darstellt, in Fig. 7 durch Zeichnen der Curven gleicher Wassergeschwindigkeit eine Darstellung des Wasserkörpers gegeben, welcher sich pro Secunde durch den Canalquerschnitt hindurch geschoben hat. Die Form des Körpers ist eigenthümlich, erklärt sich aber ungezwungen, einmal wieder durch den Einfluß wegen der Nähe der untern Querleiste des Rechens, dann aber dadurch, daß das Wasser keineswegs aus dem Wehrteiche axial gerichtet in das Gerinne einströmte. Das Auge stromaufwärts gerichtet, fand rechts vom Zuflußgerinne kein Wasserabfluß statt, wohl aber links durch das Flößgerinne. Das hatte zur Folge, daß das Wasser schief gerichtet nach der linken Seite des Canales (im Bilde) gerichtet eintrat und die dadurch erzeugte ungleiche Contraction an beiden Canalseiten des Eintrittsquerschnittes tritt eben selbst noch im Beobachtungsquerschnitte hervor.

Es wäre für die Messung besser gewesen, wenn beide Schützen der Turbinenkammer I, Fig. 2 geöffnet gewesen wären und das Zuflußgerinne die ganze Breite der Kammer eingenommen hätte. Die Herstellung eines so breiten Gerinnes hätte freilich große Schwierigkeiten bereitet.

Gefällmessungen und Beobachtungen am Bremsdynamometer.

Beim Beginn der Hauptversuche wurde von mir als Nullpunkt für Höhenmessungen die obere Ebene der gußeisernen Platte E, Taf. 76, gewählt, die auf dem Boden unterhalb der Kammräder der Turbinenwellen liegt und durch deren durchlochte Mitte die Turbinenwelle hindurchgeht. Von dem durch den Nullpunkt der Platte C hindurchgehenden Niveau H H wurde nun zunächst vertical herab bis auf den Canalboden im Meßquerschnitte gemessen und hierfür die Größe

$$H_1 = 3{,}027 \text{ Meter (Fig. 1 Taf. 77)}$$

gefunden; ferner gemessen bis zur untern Ebene des Laufrades der Turbine und gefunden: $H_2 = 4{,}623$ Meter.

Während der Versuchsdauer wurde nun ferner vom genannten

Digitized by Google

Niveau HH herabgemessen bis auf den Oberwasserspiegel im Zuflußcanale. Die entsprechenden Werthe befinden sich in den folgenden Tabellen 4a und 4b in Columne 2 angegeben und sind in Fig. 1 mit h_1 bezeichnet. Die Columne 1 enthält den Zeitpunkt der Beobachtungen, wobei der Anfang und das Ende der ganzen Zeitstrecke den Zeitraum der zugehörigen Wassermessung umschließt, wie bereits angegeben wurde.

Von den in den Tabellen 4a und 4b angegebenen Werthen von h_1 sind nur die mit *) bezeichneten wirklich beobachtet, die andern sind durch graphische Interpolation gefunden worden.

Columne 3 der folgenden Tabelle 4 giebt die Mittelwerthe von h_1 in den vier Zeiträumen, in welche ich die ganze Zeitstrecke getheilt habe; subtrahirt man diese Werthe von $H_1 = 3{,}027$, so erhält man die gleichzeitige Wassertiefe a im Zuflußcanale (Fig. 1) und durch Subtraction derselben Werthe von dem Werthe $H_2 = 4{,}623$ Meter das disponible Gefälle h, welche Werthe in den weiter folgenden Tabellen 5a und 5b angegeben sind.

In Columne 4, Tabelle 4a und 4b, stehen die beobachteten Werthe von h_2, die angeben, wie tief der Wasserspiegel in der Turbinenkammer unter dem Nullpunkte lag. Die betreffenden Werthe sind unsicher und, wie man sieht, eigenthümlichen Schwankungen unterworfen; es liegt dies nicht an dem betreffenden Beobachter, sondern daran, daß das Wasser einseitig nur durch eine Schützenöffnung in die Turbinenkammer eingeführt wurde; dadurch bildete sich in der Kammer ein Wirbel und rings um die Turbinenwelle, in deren Nähe der Werth h_2 beobachtet wurde, eine trichterförmige Vertiefung im Wasserspiegel, die begreiflicher Weise bei voller Beaufschlagung, d. h. bei größerer Wasserzutrittsgeschwindigkeit größer sein mußte, als bei halber Beaufschlagung. So ergab sich denn auch, daß die Senkung des Wasserspiegels vom Canal aus bis in die Mitte der Turbinenkammer, bis zu dem Punkte hin, an welchem h_2 gemessen wurde, bei voller Beaufschlagung $h_2 - h_1 = 0{,}169$ Meter und bei halber Beaufschlagung im Mittel 0,054 Meter betrug. Diese Trichterbildung und die Unregelmäßigkeit an den Ablesungen des Wasserstandes veranlaßten mich auch, das effective oder disponible Gefälle vom Wasserspiegel des Zuflußcanales bis zur unteren Radebene zu messen, worüber unten noch eine Bemerkung folgen soll.

Tabelle 4a und 4b enthalten in Columne 5 ferner die Höhe h_0 angegeben, um welche die untere Ebene des Turbinenlaufrades über dem Unterwasserspiegel lag. Im Untercanal war eine Latte L (Fig. 1) von genau 2 Meter Länge vertical aufgestellt, von deren oberm Ende von einem weitern Beobachter alle 5 Minuten der Abstand h_3 bis zum

Digitized by Google

untern Wasserspiegel gemessen und notirt wurde; da die untere Turbinenebene 1,484 Meter über dem Boden des Untercanales liegt, so liegt der obere Endpunkt der Stange L um 0,516 Meter über der genannten Ebene und wenn man diesen Werth von den beobachteten Werthen von h_3 subtrahirt, so ergiebt sich das Freihängen h_0 der Turbine, welches in Columne 5 eingetragen ist.

Die Beobachtungen am Bremsdynamometer endlich wurden von Herrn Ingenieur Scharrer von der Gräflich Stolberg'schen Fabrik angestellt und notirt, während der Monteur des gleichen Etablissements die Handkurbel zum Anziehen der Schraubenmuttern am Brems dirigirte. In Columne 6 der Tabelle 4a und 4b ist das Gesammtgewicht Q angegeben, welches auf der Schale der Decimalwage lag, während in Columne 7 die gleichzeitig beobachtete Anzahl der Umdrehungen der Turbine aufgeführt ist. Das Zählen der Umdrehungen geschah von Herrn Ingenieur Hochstetter unter Benutzung einer von mir mitgebrachten Secundenpunktiruhr. Drückt man bei dieser Uhr an einem Knopfe, so entsteht an der Stelle, welche im gleichen Momente der Secundenzeiger einnimmt, ein Punkt auf dem Zifferblatte, der leicht wieder ausgelöscht werden kann; man brauchte also nur bei jeder Umdrehung der Turbine auf den Knopf zu drücken und konnte daher schon nach wenig Umdrehungen aus der Zahl und Stellung der Punkte auf die vorhandene Umdrehungszahl pro Minute schließen. Die vortheilhafteste Umdrehungszahl der Turbine ist bei Berechnung der Vorgelege u. s. f. zu $n = 30$ pro Minute angenommen worden, welcher Werth auch nach meiner Berechnung der Turbine, auf die ich hier nicht eintrete, als richtig sich herausgestellt hat. Aus Columne 7 ersieht man, daß die Umdrehungszahl bei dem Bremsversuche immer nahezu auf den normalen Werth erhalten worden ist.

In Columne 8, 9 und 10 der beiden Tabellen 4a und 4b sind nun endlich die Größen zusammengestellt, die sich auf die effective Arbeit N_e der Turbine in Pferdestärken beziehen. Die Werthe der Columne 8 sind in Tabelle 4a nach Gl. (15a) und die Tabelle 4b nach (15b) berechnet.

Die beiden Tabellen 5a und 5b enthalten endlich die Schlußresultate aller Beobachtungen und Rechnungen.

Die Wassertiefen a im Zuflußcanal sind bestimmt durch $a = 3{,}027 - h_1$; das disponible Gefälle durch $h = 4{,}623 - h_1 = 1{,}596 + a$, wobei die mittlern Werthe von h_1 den Tabellen 4a und 4b entnommen wurden; die Aufschlagwassermenge V ist beziehungsweise nach den Formeln (16a) und (16b) berechnet und die disponible, der Turbine gebotene Arbeit

Digitized by Google

Tabelle 4a. Ergebnisse der Hauptversuche bei voller Beaufschlagung.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Zeitpunkt der Beobachtung.	Tiefe des Oberwasserspiegels unter dem Nullpunkte im Canale h_1 Meter.	Mittel.	in der Turbinenkammer h_2 Meter.	Freihängen der Turbine h_0 Meter.	Ganze Belastung der Wagschale beim Bremsen Q Kilogramm	Umdrehungen der Turbine pro Minute n.	Werthe von $\frac{N_e}{n}$ nach Gl. (15a).	Effective Arbeit der Turbine in Pferdestärken N_e	Mittelwerthe von N_e.
10^h 15′	0,728 *)		0,870	0,082	60	27	7,2484	195,71	
20′	0,723		0,878	0,059	60	28,5	7,2484	206,58	
25′	0,718	0,718	0,900	0,054	59,0	30	7,0965	212,89	205,68
30′	0,712		0,920	0,064	58,0	30	6,9446	208,34	
35′	0,707 *)		0,840	0,074	58,0	29,5	6,9446	204,86	
40′	0,699		0,880	0,076	58,0	30,5	6,9446	211,81	
45′	0,691	0,686	0,854	0,080	58,2	30	6,9750	209,25	212,32
50′	0,682		0,820	0,089	58,5	30	7,0205	210,61	
55′	0,674 *)		0,820	0,092	58,5	31	7,0205	217,63	
11^h 0′	0,664 *)		0,822	0,099	58,7	30	7,0509	211,53	
5′	0,652	0,646	0,820	0,105	58,7	30	7,0509	211,53	212,10
10′	0,641		0,835	0,112	58,9	30	7,0813	212,44	
15′	0,629 *)		0,860	0,117	59,0	30	7,0965	212,89	
20′	0,622		0,811	0,118	59,0	30	7,0965	212,89	
25′	0,615	0,611	0,760	0,116	59,2	31	7,1269	220,93	219,43
30′	0,607		0,800	0,118	59,7	30,5	7,2028	219,68	
35′	0,600 *)		0,760	0,119	59,9	31	7,2332	224,23	

Digitized by Google

Tabelle 4b. Ergebnisse der Hauptversuche bei halber Beaufschlagung.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Zeitpunkt der Beobachtung.	Tiefe des Oberwasserspiegels unter dem Nullpunkte im Canale h_1 Meter.	Mittel.	in der Turbinenkammer h_2 Meter.	Freihängen der Turbine h_0 Meter.	Ganze Belastung der Wagschale beim Bremsen Q Kilogramm	Umdrehungen der Turbine pro Minute n.	Werthe von $\frac{N_e}{n}$ nach Gl. (15b).	Effective Arbeit der Turbine in Pferdestärken N_e.	Mittelwerthe von N_e.
1^h 35′	0,506 *)		0,540	0,014	36,75	29,5	3,7056	109,31	
40′	0,504	0,504	0,540	0,027	36,75	30	3,7056	111,68	110,58
45′	0,503		0,570	0,029	37,25	29	3,7815	109,66	
50′	0,502		0,570	0,024	36,75	30	3,7056	111,68	
55′	0,500		0,560	0,021	36,75	31,5	3,7056	116,73	
2^h 0′	0,499		0,548	0,020	36,75	30	3,7056	111,68	
5′	0,498 *)	0,496	0,572	0,021	36,75	30	3,7056	111,68	112,94
10′	0,494		0,560	0,024	—	—	—	—	
15′	0,492 *)		0,550	0,014	36,75	30	3,7056	111,68	
20′	0,489		0,545	0,031	36,75	30	3,7056	111,68	
25′	0,486		0,535	0,027	37,25	30	3,7815	113,44	
30′	0,484 *)	0,486	0,530	0,021	—	—	—	—	113,46
35′	0,484		0,535	— 0,004	37,65	30	3,8423	115,27	
40′	0,484		0,535	— 0,016	37,65	30	3,8423	115,27	
45′	0,484 *)		0,530	— 0,016	—	—	—	—	
50′	0,484	0,484	0,530	— 0,021	37,65	29,5	3,8423	113,35	113,43
55′	0,484*)		0,538	— 0,036	36,75	30	3,7056	111,68	

Digitized by Google

Tabelle 5a. Endergebnisse bei voller Beaufschlagung.

Zeit der Beobachtung.	Tiefe a im Zuflußcanal Meter.	Wassermenge pro Secunde in Cubikmetern V = 2,1425 . a.	Disponibl. Gefälle h Meter.	Disponible Arbeit in Pferdestärken N_m.	Effect. Arbeit der Turbine in Pferdestärken N_e (Tab. 4a).	Wirkungsgrad $\eta = \frac{N_e}{N_m}$.
$10^h\ 15'$ bis $10^h\ 35'$	2,309	4,9470	3,905	257,57	205,68	0,798
$10^h\ 40'$ „ $10^h\ 55'$	2,341	5,0156	3,937	263,28	212,32	0,806
$11^h\ 0'$ „ $11^h\ 15'$	2,381	5,1013	3,977	270,50	212,10	0,784
$11^h\ 20'$ „ $11^h\ 35'$	2,416	5,1763	4,012	276,90	219,43	0,792
				Mittel:	212,38	0,795

Tabelle 5b. Endergebnisse bei halber Beaufschlagung.

Zeit der Beobachtung.	Tiefe a im Zuflußcanal Meter.	Wassermenge pro Secunde in Cubikmetern V = 1,0063 . a.	Disponibl. Gefälle h Meter.	Disponible Arbeit in Pferdestärken N_m.	Effect. Arbeit der Turbine in Pferdestärken N_e (Tab. 4b)	Wirkungsgrad $\eta = \frac{N_e}{N_m}$.
$1^h\ 35'$ bis $1^h\ 50'$	2,523	2,5389	4,119	139,44	110,58	0,793
$1^h\ 55'$ „ $2^h\ 15'$	2,531	2,5469	4,127	140,15	112,94	0,805
$2^h\ 20'$ „ $2^h\ 35'$	2,541	2,5570	4,137	141,04	113,46	0,804
$2^h\ 40'$ „ $2^h\ 55'$	2,543	2,5590	4,139	141,22	113,43	0,803
				Mittel:	112,60	0,801

nach der Gleichung $N_m = \frac{V h \gamma}{75}$ ermittelt, in welcher Formel das Gewicht von 1 Cubikmeter Wasser, also $\gamma = 1000$ Kilogramm bedeutet.

Schlußfolgerungen und Zusätze.

Die Werthe der letzten Columne der letzten beiden Tabellen 5a und 5b geben mir nun die Möglichkeit, mit voller Bestimmtheit die Frage zu beantworten, die mir vorgelegt worden ist, ob nämlich die Girardturbinen der Campmühle den contractlichen Bedingungen entsprechen und wirklich bei 4 Meter effectivem Gefälle und 5 Cubikmeter Wasserzufluß bei voller Beaufschlagung einen Nutzeffect von 75 Procent und bei halber Beaufschlagung einen solchen von 72 Procent ergeben.

Die sorgfältig ausgeführten Untersuchungen, über die ich im Vorstehenden berichtet habe und die Versuche, die ohne irgend eine Störung von Statten gingen, haben ergeben, daß bei voller Beaufschlagung die untersuchte Turbine einen Nutzeffect von 79,5 und bei halber Beaufschlagung einen solchen von 80,1 Procent giebt, also mehr als im Contract vorgesehen worden ist.

Digitized by Google

Ich erkläre daher, daß die contractlichen Bedingungen im vollen Maße erfüllt sind und füge noch hinzu, wie auch aus den Schlußergebnissen selbst schon folgt, daß die ganze Turbinenanlage und speciell die Construction der beiden Girardturbinen als eine vorzügliche und musterhafte anzusehen ist.

COLLEGE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

Den günstigen Erfolg der Versuche habe ich übrigens [illegible] nachdem ich, noch vor Vornahme der Versuche, die Turbine nach meinen theoretischen Grundlagen vollständig nachberechnet und alle einzelnen Dimensionen derselben sachgemäß und der Theorie entsprechend gefunden hatte; insbesondere ist die Schaufelconstruction, mit der gerade bei Partialturbinen so häufig gefehlt wird, eine vorzügliche, der ich denn auch vorzugsweise mit das günstige Versuchsergebniß zuschreibe.

Wenn ich auch mit meinen letzten Aussprüchen meine Aufgabe als erfüllt ansehen darf, so bedarf es doch, um einzelne der angegebenen Versuchsresultate nicht mißverstanden zu sehen, noch einiger Bemerkungen und Zusätze:

1) Auffallen kann es zunächst, daß die Turbine bei voller Beaufschlagung einen Wirkungsgrad von 0,795 im Mittel und bei halber Beaufschlagung einen solchen von 0,801 ergiebt, während man eher das Umgekehrte erwartet, man auch im Contracte selbst für halbe Beaufschlagung einen etwas geringern Effect vorgesehen hat, als für vollen Aufschlag. Die Sache ist aber ganz erklärlich; ich habe nämlich durchgängig, wie man das bei Turbinenanlagen der vorliegenden Art sachgemäß thun muß, das effective Gefälle vom Oberwasserspiegel im Canal, nicht von dem in der Turbinenkammer abwärts gemessen. Nun habe ich aber, wie schon erwähnt wurde, bei den Versuchen beim Eintritt in die Turbinenkammer eine Senkung des Wasserspiegels beobachtet, welche bei voller Beaufschlagung im Mittel ohngefähr 0,169 Meter und bei halber Beaufschlagung 0,054 Meter betrug. Wären beide Schützen geöffnet gewesen, wie das bei normalem Betrieb der Fall sein wird, so wären beide Spiegelsenkungen geringer ausgefallen, besonders bei voller Beaufschlagung, bei der dann die Wirbelbildung in der Turbinenkammer, die die Spiegelmessung daselbst so unsicher machte, wohl nahezu verschwunden wäre. Nehme ich beispielsweise an, bei voller Beaufschlagung wären beide Schützen geöffnet gewesen, so würde sich der Spiegel in der Kammer ohngefähr der Art eingestellt haben, wie bei halber Beaufschlagung und einer geöffneten Schütze; der Wasserspiegel hätte also bei voller Beaufschlagung in der Turbinenkammer um $0{,}169 - 0{,}054 = 0{,}115$ Meter höher gestanden, in Folge dessen wäre auch die Leistung der Turbine und ihr Wirkungsgrad bei

Digitized by Google

voller Beaufschlagung größer ausgefallen und zwar ohngefähr im Verhältniß 3,903 : 3,788, was dann auf einen Wirkungsgrad von ohngefähr 0,819 geführt haben würde. Man sieht also daraus, daß der seitliche Eintritt des Wassers bei den Versuchen, und weil das Zuflußgerinne für die Wassermessung nicht die ganze Kammerbreite einnahm, die Leistung der Turbine und ihr Wirkungsgrad etwas herabgezogen ist, daß also bei normalen Verhältnissen der Wirkungsgrad bei voller Beaufschlagung nicht kleiner, sondern eher etwas größer ausfallen wird als bei halber; jedenfalls ist aber die Differenz unbedeutend, und anzunehmen, daß die Turbine bei voller, wie bei halber Beaufschlagung nahe denselben Wirkungsgrad und zwar 0,80 ergeben wird. Das entspricht auch der Theorie; man baut ja eben in neuerer Zeit die in freier Luft laufenden Partialturbinen, statt der unter Wasser laufenden Vollturbinen, weil mit der Regulirung der erstern bei veränderlichem Aufschlagwasser die Veränderungen im Wirkungsgrade herabgezogen werden und nahezu verschwinden.

2) Man rechnet allgemein für die besten hydraulischen Motoren den höchsten in der Praxis zu erzielenden Wirkungsgrad zu 0,80, nimmt mit Mißtrauen Messungen auf, die einen größern Werth ergeben haben sollen und rechnet bei Turbinen eher etwas weniger. Wenn nun hier die Messungen den günstigsten Wirkungsgrad ergeben haben, so hat das allerdings vor Allem seinen Grund in der bedeutenden Größe und Stärke, sowie der vorzüglichen Ausführung der Turbine, im Uebrigen ist aber auch zu beachten, daß beim Vergleiche verschiedener hydraulischer Motoren das Gefälle bis zum untern Wasserspiegel, nicht aber, wie hier den contractlichen Bestimmungen gemäß, bis zur untern Ebene des Laufrades gemessen wird; im erstern Falle wäre der Wirkungsgrad etwas vermindert worden, wenn auch bei vorliegender Turbine außerordentlich wenig, weil das Freihängen (Tabelle 4a und 4b) sehr unbedeutend war, die untere Ebene des Laufrades daher nahe am Unterwasserspiegel lag.

Weiter fällt aber in Betracht eine mögliche Unsicherheit in Betreff meiner Annahmen bezüglich der Zapfen- und Zahnreibung an der Vorgelegwelle.

Bei voller Beaufschlagung war die effective Leistung der Turbine im Mittel $N_e = 212{,}38$ und bei halber Beaufschlagung $N_e = 112{,}60$ Pferdestärken. Bei den Berechnungen habe ich dabei den Coëfficienten der Zapfenreibung an den Zapfen der Vorgelegwelle zu $f_1 = 0{,}07$ und den Coëfficienten der Zahnreibung am Vorgelege zu $f_2 = 0{,}1$ angenommen. Nach Formel 11a und 11b habe ich daher den Arbeitsverlust der Zapfenreibung an der Vorgelegwelle bei $n = 30$ Umdrehungen resp. zu $N_1 = 6{,}33$ und $N_1 = 6{,}08$ und den Arbeitsverlust wegen der Zahnreibung

Digitized by Google

nach Gl. (12) resp. zu $N_2 = 3{,}93$ und $N_2 = 2{,}08$ Pferdestärken berechnet.

Der gesammte Arbeitsverlust der Reibung beträgt daher bei voller resp. halber Beaufschlagung 10,26 resp. 8,16 Pferdestärken und daher die mittlere durch den Bremszaum gemessene Leistung 202,12 resp. 104,44 Pferde, da ja der ganze Reibungsverlust der Turbine zu Gute gerechnet wird.

Hätte ich demnach die Reibungscoëfficienten kleiner genommen, so wäre auch die Leistung der Turbine und ihr Wirkungsgrad kleiner ausgefallen; hätte ich beispielsweise den Coëfficienten der Zapfenreibung nur zu $f_1 = 0{,}054$ und den der Zahnreibung zu $f_2 = 0{,}075$ angenommen, Werthe, die aber sicher die untere Grenze bilden, so hätte sich ergeben für die Zapfenreibung resp. 4,88 und 4,63 Pferdestärken und die Zahnreibung 2,95 resp. 1,56 und daher würde bei gleicher Bremsarbeit, wie oben, die Leistung der Turbine im Mittel bei voller Beaufschlagung 209,95 und bei halber Beaufschlagung 110,63 Pferdestärken, daher ihr mittlerer Wirkungsgrad sich zu 0,788 statt 0,800 ergeben haben, also immer noch sehr günstig.

3) Den contractlichen Bestimmungen gemäß sollte bei den Versuchen die Turbine frei über dem Unterwasser laufen; die Bedingung ist in der ersten Versuchsreihe, wie Columne 5 obiger Tabelle 4a zeigt, erfüllt worden; ebenso auch in der zweiten Versuchsreihe unter halber Beaufschlagung; hier fand nur bei den letzten 5 Versuchen (vergl. Columne 5, Tabelle 4b) ein geringes Eintauchen der Turbine in's Unterwasser statt, ohne daß aber, wie die zugehörigen Werthe der Leistung der Turbine nach Columne 9 zeigen, dadurch eine allzu starke Verminderung der Leistung hervorgetreten wäre.

Um den Einfluß des Eintauchens der Turbine in's Unterwasser etwas näher kennen zu lernen, wurden nach Vollendung der Versuche der zweiten Reihe noch einige Bremsbeobachtungen bei halber Beaufschlagung (ohne gleichzeitige Wassermessung) gemacht, welche folgende Resultate ergaben:

Freihängen der Turbine. h_0	Belastung der Wagschale. Q	Umdrehungen d. Turbine pro Minute. n	Arbeit der Turbine in Pferdestärken. N_e
— 0,136	36,25	29,5	107,07
— 0,136	35,75	29	103,06
— 0,146	35,25	29	100,86
— 0,066	34,25	33	109,76
+ 0,036	36,75	30	111,16
+ 0,114	37,25	30	113,44
+ 0,159	37,65	30	115,26.

Digitized by Google

Die negativen Zeichen des Werthes h_0 deuten an, daß bei den ersten 4 Versuchen ein Tauchen stattfand, während bei den letzten 3 Versuchen die Turbine wieder frei ging. Man erkennt nun deutlich aus der letzten Zahlenreihe, daß die Tauchung, wie zu erwarten stand, die Turbinenleistung herabzieht. Die Zahl der Versuche ist aber zu gering, als daß man für die betreffende Turbine aus den Ergebnissen dieser Nebenversuche eine Beziehung zwischen der Größe der Eintauchung und der Veränderung der Leistung ableiten könnte.

Um ferner auch zu erkennen, wie die Leistung der Turbine sich mit der Anzahl der Umdrehungen ändert, wurden am Ende der ersten Versuchsreihe noch einige Bremsbeobachtungen bei voller Beaufschlagung (ohne gleichzeitige Wassermessung) ausgeführt. Diese Nebenversuche ergaben folgende Resultate:

Freihängen der Turbine.	Belastung der Wagschale.	Umdrehungen d. Turbine pro Minute.	Leistung der Turbine in Pferdestärken.
h_0	Q	n	N_e
+ 0,116	69	25,5	219,62
+ 0,116	61,5	30	224,26
+ 0,115	54	34,5	218,65
+ 0,116	52	36	217,23.

Diese Nebenversuche zeigen, daß bei 30 Umdrehungen die Turbine in der That die größte Leistung giebt, und daß die Arbeit nach beiden Seiten hin, wenn die Umdrehungszahl kleiner oder größer ist, abnimmt; innerhalb der beobachteten engen Grenzen ist aber die Veränderung nur unbedeutend, was auch der Theorie entspricht, nach welcher in der Nähe der vortheilhaftesten Umdrehungszahl die Leistung einer Turbine nur wenig variirt. Es wäre wissenschaftlich von Wichtigkeit gewesen, wenn diese Versuchsreihe und zwar vom Stillstand bis zum Leergang unter gleichzeitiger Wassermessung hätte weiter ausgedehnt werden können.

Bis zum Stillstand oder Festbremsen der Turbine, bei welcher, meiner Berechnung nach, die Schalenbelastung ohngefähr 80 Kilogramm betragen haben würde, wurde nicht vorgegangen, aus Besorgniß vor Ueberlastung einzelner Constructionstheile; dagegen haben wir am Schlusse noch das Vorgelegrad ausrücken und die Turbine leer umlaufen lassen und gefunden, daß dieselbe bei voller Beaufschlagung pro Minute 65, bei halber Beaufschlagung 66 Umdrehungen machte, also nahezu doppelt so viel, wie beim vortheilhaftesten Gange. Diese Partialturbine verhält sich demnach in dieser Beziehung, wie eine Vollturbine. Bei Vollturbinen läßt sich dieser Satz theoretisch begründen; daß unsere Turbine dieselbe Erscheinung zeigt, erklärt sich aus den Querschnittsdimensionen, welche die Canäle des Turbinenlaufrades an der Eintrittsstelle besitzen.

Digitized by Google

Bemerkungen des Verfassers zu den vorstehenden Ergebnissen.

Bereits im frühern Theile des vorliegenden Werkes habe ich meine Ansicht bezüglich der Leistungsfähigkeit hydraulischer Motoren dahin geäußert, daß die in verschiedenen Prospecten von Lieferanten angegebenen, sowie die an verschiedenen amerikanischen Ausstellungen officiell durch Vermessungen gefundenen hohen Werthe des Wirkungsgrades von Turbinen unreell seien und der Wirklichkeit nicht entsprechen, indem eine Leistung von 75 bis 78 Prozenten des theoretischen Effectes bei einem solchen Motor als eine sehr gute zu bezeichnen sei.

Diese meine Behauptung ist nun einigerorts auch von tüchtigen Constructeuren übel aufgenommen worden. Man hat auch speziell die vorstehenden Resultate der Zeuner'schen Bremsversuche als Beispiel gegen mich ins Feld geführt mit dem Bemerken, daß ich diese vorstehenden Resultate wohl kaum als unrichtig betrachten werde.

Dies Letztere ist nun allerdings nicht der Fall; ich bin im Gegentheil überzeugt, daß die vorstehenden Untersuchungen das vollste Vertrauen verdienen, doch beweisen dieselben durchaus nicht die Unrichtigkeit meiner Ansicht.

Verfolgt man nämlich genau, wie die angegebenen Resultate von $79\frac{1}{2}$ Prozent Wirkungsgrad bei voller und 80 Prozent bei halber Beaufschlagung erhalten worden sind, so wird man finden, daß hiebei nicht der wirkliche effective Gefälle-, d. h. der Niveau-Abstand beider Wasserspiegel in Rechnung gebracht wurde, sondern die Höhe des Oberwasserspiegels über der untern Ebene des Laufrades, weil diese Definition des Gefälles im Lieferungsvertrage vorgeschrieben war.

Dies ist jedoch nicht das eigentliche richtige Gefälle, welches für die vorurtheilslose Betrachtung in Frage kommt. Das einzig richtige (sowohl wissenschaftliche als technisch-rechtliche) Gefälle ist und bleibt der Höhenunterschied beider Wasserspiegel.

Digitized by Google

Nun war laut Tabelle 4a. g. 5a. bei den vorstehenden Versuchen mit voller Beaufschlagung das Freihängen der Turbine circa 100 Millimeter, das nominelle Gefälle rund 4,000 Meter bis Unterkant-Laufrad. Es ist somit das wirkliche Gefälle 4,100 Meter d. h. um $2^1/_2$ Prozent größer oder der wirkliche Wirkungsgrad um $2^1/_2$ Prozent kleiner, nämlich 77 Prozent statt $79^1/_2$ Prozent.

Betrachte ich im Fernern die auf Tafel 77 ersichtlichen Curven gleicher Wassergeschwindigkeit an der Vermessungsstelle des Einlaufcanales, so kann ich mich immerhin eines gelinden Zweifels nicht erwehren, daß es unter solchen Umständen möglich sein solle, die Wassermenge bis auf einige Prozente genau bestimmen zu können. Die betreffenden Curven lassen in der That eine solche Unregelmäßigkeit im Zuflusse des Wassers erkennen, daß man künstlich wohl kaum ungünstigere Verhältnisse zu einer Wasservermessung schaffen könnte, und daß ich es allen meinen Erfahrungen nach als unmöglich bezeichnen muß, hiebei bis auf 5 Prozent genau eine zuverlässige Wasservermessung vornehmen zu können. Man müßte die Vermessung der Geschwindigkeit an den verschiedensten Stellen des Canalprofiles gleichzeitig vornehmen, also viele gleich ajustirte Instrumente anwenden; denn bei derartigen Verhältnissen ändert die Geschwindigkeit des Wassers an jeder Stelle des Querschnittes beständig, so daß jeder Versuch an ein und derselben Stelle niemals dieselbe Geschwindigkeit ergiebt.

Die Wassergeschwindigkeit in den verschiedenen Stromstrichen ist bei solchen Verhältnissen so total veränderlich, daß unmittelbar nach einander vorgenommene Versuche an ein und derselben Stelle des Canalprofiles Werthe ergaben, die oft um 15 bis 20 Prozent und noch mehr von einander abweichen, daher eine genaue Bestimmung der Wassermenge an solchen Stellen geradezu als unmöglich bezeichnet werden muß, was jeder finden wird, welcher viel mit derartigen Vermessungen zu thun hat.

Es soll hiedurch der Werth der vorstehenden Zeuner'schen Untersuchungen in keiner Weise in Frage gestellt werden. Es ist ja möglich, daß ein solcher Motor, für diese mittlern sehr günstigen Verhältnisse und bei so geringer Breite der Radcanäle verbunden mit großem Durchmesser der Turbine (was Alles günstig ist) eine Leistung von 78 bis 80 Prozent entwickeln kann; allein wenn ein Geschäft, sich auf eine solche Möglichkeit stützend, in seinen Lieferungs-Verträgen einen solchen Wirkungsgrad garantiren wollte (wie es thatsächlich von Lieferanten geschieht) so werde ich dieß jederzeit als Schwindel bezeichnen.

Was nun die im Vorstehenden betrachtete Turbinen-Anlage betrifft,

Digitized by Google

so ist dieselbe in jeder Hinsicht vorzüglich disponirt. Der große Durchmesser des Lauf- und Leitrades von 2,720 Meter ist für eine so kleine Breite der Leitcanäle von 206 höchst vortheilhaft für die regelmäßige Wirkung des Wassers in der Turbine, durch die Verminderung der Winkel- und Geschwindigkeits-Differenzen, und ebenso vortheilhaft ist die große Höhe des Laufrades von 350 Millimeter.

Diese für die Wirkung günstigen Abmessungen bedingen indessen eine kleine Anzahl Umdrehungen des Motors, starke Transmissions-Organe und somit eine theure Anlage, so daß einer laufenden Concurrenz gegenüber in den meisten Fällen ähnliche Dimensionen-Verhältnisse leider nicht gewählt werden dürfen.

Girardturbine mit horizontaler Achse

für kleineres Gefälle.

In der Mühle der Herren L. Amandruz in Cossonay. Schweiz.
(Installation von B. Roy u. Co. in Vevey.)

Die Figuren 1 bis 3 auf Tafel 29 geben in $^1/_{50}$ der wirklichen Größe die Anlage einer Turbine mit horizontaler Achse im Aufriß (Fig. 1) und Querschnitt (Fig 2), welche die Firma Roy u. Co. in Vevey für die Mühle der Herrn Amandruz u. Co. in Cossonay (Canton Waadt, Schweiz) zur Ausführung gebracht hat.

Die Wahl einer Partialturbine mit horizontaler Achse als Motor wurde hier vornehmlich durch das Bestreben bedingt, die Anordnung der Haupttransmission von der Turbine nach der Mühle zu einer möglichst einfachen und billigen zu machen; dies wäre bei Anwendung einer Turbine mit verticaler Achse nicht der Fall gewesen, indem die solide Lagerung eines Hauptwinkel-Getriebes unmittelbar über der Turbine immer mit bedeutendem Aufwand von Material verbunden ist und eine größere Anzahl conischer Räder erfordert.

Das Wasser wird dem Motor durch eine Rohrleitung D aus Eisenblech zugeführt, deren gegen den Wasserkasten hin erweiterte Einmündung D_1 durch eine verticale hölzerne Schütze E verschlossen werden kann. Diese Schütze dient übrigens nicht zur Regulirung des Wasserzuflusses — welche letztere vielmehr durch einen im Innern des Leitapparates angebrachten Kreisschieber bewerkstelligt wird — sondern nur zum plötzlichen An- und Abstellen des Motors beim Anlauf und zu Ende der Arbeit.

Digitized by Google

Die Bewegung des Regulirungsschiebers durch Schnecke und starke Räderübersetzung erfolgt nämlich so langsam (und kann dies wegen der Größe der zu bewältigenden Widerstände nur so langsam geschehen), daß die Benützung des Regulirschiebers zum gewöhnlichen Abstellen und Anlaufenlassen zu umständlich sein würde.

Der auf zwei gußeisernen Säulen r und r_1 gelagerte Leitapparat B läßt das Wasser auf dem achten Theile des inneren Radumfanges in das Turbinenrad a eintreten, dessen Canäle von innen nach außen hin im Querschnitte um das $3^1/_2$ fache ausgeweitet und sämmtlich mit Ventilationsöffnungen zu beiden Seiten versehen sind.

Die Achse G der Turbine ist zunächst auf dem Leitapparate B selbst gelagert und dann fernerhin noch durch die beiden Lager f und g gestützt.

Der ganze Einbau ist äußerst einfach und für leichte Zugänglichkeit berechnet; die fatalen Turbinenzapfen fallen gänzlich weg, und die Ausführung der Turbine ist leichter, indem alle Theile außer dem Leitapparat und dem Turbinenrad ganz gewöhnliche Transmissions-Bestandtheile sind, welche überall billig hergestellt werden können.

Die Uebertragung der Kraft geschieht durch ein conisches Räderpaar h i auf die verticale Hauptwelle k.

Die Accommodirung der Turbine an die verschiedenen vorhandenen Wassermengen geschieht durch einen innerhalb der Leitcanäle liegenden Kreisschieber, in dessen mit der Achse concentrische Verzahnung ein kleines Getriebe eingreift, welches durch ein System von Achsen und conischen Rädern p, q, m, n u. s. w. vom Fabriklocale aus in Bewegung gesetzt wird.

Die Hauptdaten des vorliegenden Motors sind folgende:

Nutzbares Gefälle = 4 Meter = h.

Wassermenge pro Secunde = 0,822 Cubikmeter = Q.

Nutzleistung der Turbine in Pferdekräften

$$= 0{,}75\,\frac{1000\,Q\,h}{75} = 0{,}75\,\frac{1000\,.\,0{,}822\,.\,4}{75} = 32{,}88 \doteq 33 \text{ Pferdekr.}$$

Werth von $\sqrt{2\,g\,h} = 8{,}86$ Meter.

Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparat

$$v = 0{,}95\sqrt{2\,g\,h} = 8{,}4 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Anzahl der Umdrehungen in einer Minute = 31.

Aeußere Diameter der Turbine = 3,250 Meter.

Breite der Leitcanäle 200 Millimeter.

Aeußere Breite des Laufrades = 650 Millimeter.

Digitized by Google

Summe der Querschnitte der sämmtlichen Austrittsöffnungen des Leitapparates

$$= \frac{Q}{0{,}95\sqrt{2\,g\,h}} = 0{,}098 \text{ □Meter.}$$

Diameter d der Rohrleitung für den Zufluß des Wassers = 1 Meter.
Geschwindigkeit des Wassers in dieser Rohrleitung

$$= \frac{Q}{0{,}7854\,d^2} = 1{,}05 \text{ Meter.}$$

Syphonturbine des Genfer Wasserwerkes.

(Installation von Girard u. Callon in Paris.)

Eine der interessantesten und größten Turbinenanlagen (bei welcher eine einzige Turbine bei dem kleinen Gefälle von 0,90 Meter eine Wassermenge von 20 Cubikmetern per Secunde consumirt) ist diejenige des Genfer Wasserwerkes, welche auf den Tafeln 19 und 20 in $^1/_{70}$ der wirklichen Größe abgebildet ist, während Tafel 9 in $^1/_4$ der wirklichen Größe den Schaufelschnitt des Laufrades und Leitapparates darstellt.

Die Turbine ist eine reine Actionsturbine mit großer Umfangsgeschwindigkeit und großer relativer Eintrittsgeschwindigkeit, nahezu nach dem gleichseitigen Dreieck construirt, worüber auf Seite 289 (Par. 62) Näheres zu finden ist.

Besonders bemerkenswerth ist der vorliegende Motor durch das kleine Gefälle (0,42 bis 0,90 Meter), die ungeheure Wassermenge (15 bis 20 Cubikmeter in jeder Secunde), die Art der Wasserzuführung zum Motor und die Art der Kraftabgabe von der Turbinenwelle aus, an welch letzterer direct die Kurbel zweier Hochdruck-Wasserpumpen angebracht ist.

Die Wasserwerke, welche die Stadt Genf versorgen, liegen an der Rhone dicht an der Stelle, wo dieselbe den See verläßt. Die Pumpenmaschinerie enthält drei verschiedene Anordnungen. Zuerst ist das alte Werk vorhanden, welches nach Cordier's System mit drei von diesem Ingenieur construirten Pumpen arbeitet, während später durch einen schweizer Unternehmer ein sogen. Schraubenrad (roue à hélice) nach Girard's System aufgestellt wurde, welches Rad mit einer horizontalen Achse versehen ist und horizontale Pumpen betreibt. Zuletzt wurde das Pumpwerk angelegt, welches hier specieller besprochen werden soll, und welches von Girard und Callon construirt und aufgestellt wurde; dasselbe besteht aus einer sogen. Syphonturbine, welche direct

Digitized by Google

ein paar doppelt wirkende Plungerpumpen betreibt, die mit ihren Achsen unter rechten Winkeln aufgestellt sind, wie aus dem Grundriß Tafel 20 zu ersehen ist.

Das nutzbare Gefälle variirt von 0,4191 bis 0,9017 Meter und die zu benutzende Wassermenge ist stets als unbegrenzt zu betrachten. Bei einer Druckſäule von 0,42 Meter gebraucht die Turbine 15 Cubikmeter Wasser per Secunde und macht neun Umdrehungen per Minute, während die Pumpen ungefähr 55 Liter Wasser in der Secunde auf 53 Meter Höhe heben. Die hiermit verrichtete Arbeit beträgt circa $40^1/_2$ Pferdestärken. Mit einer Wasserſäule von 0,9017 Meter beträgt das per Secunde verbrauchte Wasserquantum ziemlich 20 Cubikmeter, wobei die Turbine 16 Umdrehungen per Minute macht, und die Pumpen heben ungefähr 105 Liter Wasser in der Secunde auf eine Höhe von 54,5 Meter, so daß die Nutzarbeit in diesem Falle auf ungefähr 76 Pferdestärken zu schätzen ist. Wie aus diesen Zahlen zu ersehen ist, sind die Umstände in dem Falle so, daß es nothwendig wird, den Motor in Betracht der enormen Wassermengen unter geringem Wasserdrucke arbeiten zu lassen; überdies ist es wünschenswerth, die Geschwindigkeit des Motors so zu regeln, daß die Pumpen direct, d. i. ohne Vorgelege, betrieben werden können.

Die von Girard entworfene Syphonturbine, welche von ihm zuerst im Jahre 1854 in Holland angewendet wurde, erfüllt die bei den Genfer Wasserwerken stattfindenden Bedingungen in ausgezeichneter Weise, und sie ist in der That die einzige Turbine mit verticaler Achse, welche in solchen Fällen anwendbar ist. Wenn die Syphonanordnung nicht zur Anwendung gebracht worden wäre, so würde es nothwendig geworden sein, den beweglichen Theil der Turbine ungefähr 2,5 Meter unter das Wasserniveau zu placiren, um für den Zufluß einen genügenden Querschnitt zu erhalten, während nebenbei das Bett des Abführungscanales um etwa 2 Meter tiefer hätte angelegt werden müssen, was aber eine Unmöglichkeit gewesen wäre. Andererseits ist durch Anwendung des Syphonsystems das Wasser auf seinem Wege nach der Turbine über das Wasserniveau des Kraftwassers gehoben und die Turbine selbst wird so angeordnet, wie dargestellt ist, nämlich ungefähr im Niveau des Abflußwassers, so daß die Nothwenigkeit einer tiefen Fundamentirung vermieden worden ist.

Mit Bezug auf die Abbildungen, von denen Tafel 19 die Turbine im Verticaldurchschnitt von der Seite, und Tafel 20 im Grundriß von oben zeigt, ist zu ersehen, daß das Wasser in den Syphon durch eine ovale Oeffnung eintritt und indem es das Zuführungsrohr durchströmt,

Digitized by Google

durch eine ringförmige Oeffnung in die Leitschaufeln eingeführt wird. Die Form des Querschnittes vom Syphon ist durch punktirte Conturen dargestellt, welche Conturen mit den Zahlen 1 bis 10 bezeichnet sind. Aus diesen Conturlinien ist zu ersehen, daß für den Haupttheil der Länge der Querschnitt des Syphonrohres aus zwei fast vollständigen Halbkreisen von 0,9 Meter Radius besteht, die durch gekrümmte Linien vereinigt sind, so daß eine Art verzerrter Ellipse entsteht. Wir fügen eine Tabelle bei, welche die lange und kurze Achse der Ellipse in den verschiedenen numerirten Querschnitten in Figur 1 und ebenso die Querschnittsfläche des Rohres an jedem Punkte nach englischem Maße angiebt:

Nummern der Querschnitte	Lange Achse		Kurze Achse		Querschnittsfläche des Wasserweges in Quadratfuß
	Fuß	Zoll	Fuß	Zoll	
1	21	4	6	$6^3/_4$	125,94
2	20	8	6	$6^3/_4$	122,27
3	20	$2^1/_2$	6	$6^3/_4$	118,62
4	19	$6^5/_8$	6	$6^3/_4$	115,07
5	18	$11^1/_2$	6	$7^7/_8$	108,02
6	18	$3^3/_8$	6	$9^1/_4$	107,96
7	17	$6^1/_4$	6	$10^5/_8$	104,61
8	16	$4^7/_8$	7	$4^1/_2$	101,17
9	14	$6^1/_2$	8	$4^3/_5$	97,41
10	12	$7^1/_8$	9	$11^7/_8$	94,18
11	kreisförmig				94,12
12	"				89,66
13	"				88,90
14	"				88,26
15	"				87,72
am Kopfe der Leitschaufeln	"				87,08

Bei B und D ist der Querschnitt kreisförmig; die Leitschaufeln bei B sind von Schmiedeeisen und ihre Form ist aus Figur 2 Tafel 20 ersichtlich. In derselben Figur ist auch die Form der Turbinenschaufeln A_2 dargestellt. Das Rad der Turbine ist auf der verticalen schmiedeeisernen Welle K befestigt, welche den Syphon in einem centralen Rohre oder Gehäuse e durchdringt, das sowohl zum Schutz der Welle gegen das Wasser, als auch zur Verbindung der Syphonkrone mit der Kuppel oder dem Deckel dient, welcher sich über der Mitte des Turbinenrades befindet, wie aus Tafel 19 ersichtlich ist.

Die glockenförmige Mündung des Syphon wird auf ihrem halben

Digitized by Google

Umfange durch die Mauer Q gestützt, während die andere Hälfte, nämlich stromabwärts, durch drei gußeiserne Säulen getragen wird.

Um den Stoß des Wassers auf das centrale Rohr e zu verhüten, wodurch eine schädliche Contraction des Wassers herbeigeführt werden würde, ist das Rohr mit einem Gehäuse d aus Blech versehen, dessen Querschnitt so geformt ist, daß es den Strom ohne Contraction zertheilt.

Unter den Constructionsdetails verdient die Aufhängungsart der Turbine und ihrer verticalen Welle besondere Beachtung. Die Anordnung besteht oberhalb aus einem Ringzapfen K, wie aus Tafel 19 oder in vergrößertem Maßstabe in den Figuren 2 und 3 ersichtlich ist. Der Durchmesser der Welle beträgt 254 Millimeter und der Durchmesser der vorstehenden Ringe 320 Millimeter. Das zu tragende Gewicht ist ca. 15 300 Kilogramm, da aber der Zapfen mit einer großen Anzahl Ringen versehen ist, so wird die tragende Fläche per Flächeneinheit nur gering belastet.

Um aber auch dieses Gewicht noch zu reduciren und also die dadurch beeinflußte Reibung möglichst herabzuziehen, hat Girard bei der vorliegenden Turbine seinen hydraulischen Gleitzapfen (pivot glissant hydraulique) angewendet, mittelst welchen das Gewicht von einer dünnen Wasserschicht, welche zwischen die Kopfflächen gepreßt wird, so aufgenommen wird, daß sie die Berührung dieser Flächen aufhebt.

Mit Bezug auf diese Anordnung ist zu bemerken, daß an das untere Ende der Turbinenwelle eine Scheibe befestigt ist, welche einen Durchmesser von 350 Millimeter hat, und die mit ringförmigen concentrischen Vertiefungen versehen ist; dieser Scheibe liegt eine ähnliche Scheibe gegenüber, welche auf dem röhrenförmigen Träger M befestigt ist. Mit Hülfe des Hebels O kann diese letztere Scheibe gehoben oder gesenkt und so die Entfernung zwischen beiden Scheiben mit großer Genauigkeit auf ein beliebiges Maß gebracht werden. Mit Bezug auf Tafel 19 ist zu ersehen, daß ein kleines Rohr von circa 30 Millimeter Durchmesser mit der festen Scheibe verbunden ist, so daß der Raum zwischen der letztern und der rotirenden Scheibe mit Wasser gefüllt wird, das unter dem Drucke einer ungefähr 55 Meter hohen Wassersäule steht, die durch ein Pumpwerk geliefert wird. Dieser Druck ist genügend, das Gewicht der Turbine zu heben und eine geringe Entfernung zwischen beiden Scheiben herzustellen, wobei die dünne Wasserschicht dazwischen ausreichend ist, den Reibungswiderstand in theoretischer Hinsicht so gut wie gänzlich zu beseitigen.

Die Regulirung der Turbine wird durch eine Reihe von Schmetterlingsflügelklappen bewirkt, deren Anordnung aus dem Durchschnitt in

Digitized by Google

Figur 4 Tafel 19 und Figur 2 Tafel 20 zu sehen ist. Diese Klappen sind auf die angegebene Weise drehbar, so daß mittelst jeder der Raum zwischen zwei Leitschaufeln geöffnet oder geschlossen werden kann. Das Bewegen der Klappen erfolgt durch die Stangen e, welche durch Stopfbüchsen im Turbinendeckel gehen und mittelst Kämmen auf einem Zahnringe regiert werden. Dieser Zahnring wird durch ein Getriebe c in Umdrehung versetzt, welches auf einer verticalen Spindel sitzt, die durch Kegelräder mittelst eines Handrades, das sich im Pumpengehäuse befindet, bewegt wird.

Um die Turbine in Gang zu setzen, ist es selbstverständlich nothwendig, den Syphon mit Wasser zu füllen und dies wird bewerkstelligt, indem eine Luftverdünnung mittelst einer kleinen hydraulischen Maschine N_2 Figur 1 Tafel 20 darin erzeugt wird. Diese Maschine, welche durch Druckmesser aus dem Hauptrohre, in welche es die Pumpen liefern, gespeist wird, setzt den Kolben in einem Saugcylinder in Bewegung, welcher (durch ein in den Abbildungen nicht sichtbares Rohr) mit dem Mundstück X am Obertheil des Turbinengehäuses verbunden ist. Da alle Verbindungen des Turbinengehäuses luftdicht sind, so ist begreiflich, daß, wenn der Ring der Leitschaufeln in das Unterwasser eingetaucht ist, das Wasser sich erheben und den Syphon füllen wird, sobald die Luftverdünnung erzeugt wird; wenn aber der Leitschaufelring nicht eingetaucht ist, so kann Luft zwischen den Leitschaufeln und dem Rade eintreten und das Vacuum kann nicht entstehen. Um diesen Eintritt der Luft in das Gehäuse zu verhüten, wenn es erforderlich ist, den Syphon luftleer zu machen, und wenn das Unterwasser so niedrig steht, daß die Leitschaufeln nicht eingetaucht sind, werden die bereits erwähnten Schmetterlingsflügelklappen geschlossen und durch Zulassen einer Wasserschicht aus dem Rohre s abgedichtet. Wird gewünscht, sich in das Turbinengehäuse zu begeben, um daselbst irgend etwas zu untersuchen oder auszubessern, so wird das Rohr s durch einen hölzernen Pfropfen sofort geschlossen, um das Wasser abzusperren.

Wenn der Syphon einmal gefüllt ist, so kann die Wirkung der der Turbine durch die Schmetterlingsflügelklappen regulirt werden, ohne daß ein Wiederfüllen nothwendig ist, und man hat gefunden, daß die Turbine einen ganzen Tag stehen kann, ohne daß das Wasser aus dem Syphon herausläuft. Im Zuflußcanal und Unterwasserlauf sind gußeiserne Säulen L angebracht, welche die Breite des Canals in zwei Theile scheiden und so die Errichtung eines zeitweiligen Dammes zur gelegentlichen Trockenlegung des Werkes erleichtern.

Schließlich ist bezüglich der Eigenthümlichkeiten der Turbine noch

Digitized by Google

zu bemerken, daß der mittlere Durchmesser des Rades von Mitte zu Mitte der Oeffnungen 4,6 Meter mißt, während die Länge der Oeffnungen oberhalb 0,50 Meter, unterhab aber gleich 1,45 Meter ist. Die verticale Tiefe des Rades mit den Schaufeln ist 0,534 Meter.

Die von der Turbine betriebenen Pumpen sind in der Weise angeordnet, wie der Grundriß Figur 3 erkennen läßt, indem beide von einer Kurbel betrieben werden. Die Pumpen sind von der Art, wie sie von Girard bei den Pariser Wasserwerken zu St. Maur ꝛc. zur Anwendung gebracht worden sind. Jede Pumpe ist mit einem Kolben von 434 Millimeter versehen und hat 0,7 Meter Schub; diese treten abwechselnd in die beiden Cylinder ein, wie im durchschnittenen Theile des Grundrisses ersichtlich ist. Die Pumpenventile sind mit einer außerhalb befindlichen Feder versehen. Durch diese Federn sollen die Stöße vermieden werden und, da sie beständig sichtbar sind, so geben sie ein Merkmal für die gute Wirkung der Ventile ab.

Die Grundplatten der Pumpen sind fest mit dem Gehäuse der Turbine verbunden, so daß sie dem Widerstande, der durch die Wirkung der Kolben wächst, direct Widerstand bieten. Die Saugröhren sind mit Windkesseln versehen und die Steigrohre 12 führen in den Windkessel M, von welchem das Hauptrohr abgeht. Die Saug- und Steigrohre haben 282 Millimeter Durchmesser.

Bezüglich der Construction des Schaufelapparates ist Folgendes zu bemerken:

Das Leitrad hat 120 Canäle (und ebensoviele Schaufeln) von 100 Millimeter lichter (normaler) Ausflußweite und 500 Millimeter Breite, so daß die Summe △ der normalen Ausfluß-Querschnitte $= 120 \times 0{,}100 \times 0{,}5 = 6$ □Meter beträgt. In der Größe ist die Turbine bedingt durch das kleinste Gefälle von $h = 0{,}42$ Meter, wobei dieselbe 15 Cubikmeter Wasser per Secunde consumirt. Es ist $\sqrt{2gh} = 2{,}866$ Meter. Die Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}875\sqrt{2gh}$. Die Turbine macht bei diesem Gefälle 9 Umdrehungen pro Minute und es ist dabei die Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{9 \cdot 14{,}450}{60} = 0{,}75\sqrt{2gh}$.

Bei 0,90 Meter Gefälle macht die Turbine 16 Umdrehungen in einer Minute. Es ist $\sqrt{2gh} = 4{,}20$ Meter und die Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}90\sqrt{2gh}$

Das Heben und Senken der verticalen Zugstangen e, durch welches die Regulirklappen geöffnet und geschlossen werden, geschieht durch den beweglichen Regulirkranz d Figur 4 Tafel 19, welcher wie bei allen

Digitized by Google

solchen Regulirungen mit einer gebrochenen Nuthe oder hier vielmehr mit einem ringförmigen gebrochenen Vorsprunge versehen ist, über welchen die mit Röllchen versehenen Zapfen der Zugstangen eingreifen.

Ganz besondere Vorsicht erforderte die Construction des obern Ringzapfenlagers Figur 2 und 3 Tafel 19.

Wie aus Verticalschnitt und Grundriß der Turbine ersichtlich ist, ist der eigentliche Lagerkörper f Figur 3 Tafel 19 direct mit den Fundamentplatten der beiden Pumpen verschraubt.

In diesem Lagerkörper befindet sich die 2theilige metallene Lagerschaale h_2 des Ringzapfens, welche durch 4 Keile c_1 bis c_4 und Zwischenstücke i_1 bis i_4 genau centrisch erhalten werden kann.

Figur 1 Tafel 19 zeigt, daß die Kurbelstangen g der beiden Pumpen an demselben Kurbelzapfen 4 (oder f_6 Figur 3) angebracht sind und es ist leicht zu ermessen, daß das obere Wellenende f d. h. das Ringlager selbst bei jedem Hubwechsel der Hochdruckpumpen enormen Stößen ausgesetzt ist.

Bemerkungen des Verfassers zu der vorliegenden Turbinenanlage.

Die vorliegende Turbinenanlage muß namentlich von dem Standpunkte der äußerst schwierigen wo nicht unmöglichen Tieferlegung der Fundamente betrachtet werden und läßt sich nicht anders als mustergiltig bezeichnen. Nicht daß der Motor etwa eine besonders günstige Leistung ergiebt (der Wirkungsgrad desselben ist nicht über 60 bis 65 Procent des theoretischen Effectes), es handelte sich nicht darum, einen möglichst hohen Nutzeffect bei einer bestimmten Wassermenge zu erhalten, da die zur Verfügung stehende Wassermasse so zu sagen unbegrenzt ist.

Der zu erreichende Zweck war vielmehr der, ohne tiefere Fundamentlage einen Motor zu erstellen, welcher die angegebene Leistung hat, resp. bei dem kleinen Gefälle von 0,42 Meter volle 15 Cubikmeter Wasser per Secunde consumirt.

Ohne die Syphonanlage wäre dieser Zweck nicht erreichbar gewesen, denn eine Wasserrad-Anlage in dieser Stärke hätte ungeheure Kosten verursacht und auch eine geringere Leistung ergeben.

Die verhältnißmäßig geringe Leistung der Turbine resp. der kleine Wirkungsgrad rührt von den sehr großen Schaufelwinkeln des Leit- und Laufrades und dann theilweise auch von der Stauung her, welche bei dem kleinen Ablauf-Querschnitte unmittelbar unter der Turbine entsteht.

Digitized by Google

Der Tragkranz des Leitrades steht nämlich auf einem gemauerten Kranz auf, welcher sich auf den halben Umfang der Turbine herum erstreckt und den Abschluß des untern Theils des Turbinenkammes auf deren hinterer Hälfte bildet. Wie aus der Zeichnung ersichtlich ist, ist der lichte Durchmesser dieser halben kreisförmig begrenzten Kammer 6,300 Meter und die Höhe der untern Laufradebene über dem Boden der Turbinenkammer 2,400 Meter und somit der Querschnitt der Kammer 15 □Meter.

Da die Turbine bei dem größern Gefälle volle 20 Cubikmeter Wasser consumirt, so muß das letztere mit einer Geschwindigkeit von 1,330 Meter von der Turbine (unter derselben) wegfließen, was unbedingt eine Stauung unter dem Motor erzeugen muß. Das Fundament konnte indessen eben nicht tiefer verlegt werden.

Der Verfasser hat die vorliegende Anlage wiederholt besichtigt und dieselbe jederzeit in ununterbrochenem Betriebe gefunden (das Pumpwerk arbeitet Tag und Nacht).

Der Syphon entspricht seinem Zwecke in vorzüglichster Weise und läßt die Anlage in diesem gewiß manchem Techniker sehr delicat erscheinenden Punkte nicht das Geringste zu wünschen übrig. Dagegen verursacht das obere Ringzapfenlager an dieser sehr fatalen Stelle, wo die Welle riesige Stöße bei jedem Hubwechsel der Pumpen auszuhalten hat, mancherlei Reparaturen, indem dasselbe, resp. die innern Schalen, von Zeit zu Zeit erneuert werden müssen, was übrigens nicht zu verwundern ist.

Das Ringlager hätte tiefer unten als besonderes Lager angebracht und unter der Kurbel ein gewöhnliches sehr langes glattes Lager placirt werden sollen.

Die Klappenregulirung läßt ebenfalls Manches zu wünschen übrig, wie bei einem Motor dieser Art, wo mit 20 Cubikmeter Wasser per Secunde doch manche Unreinigkeit in denselben gelangen mag, kaum anders erwartet werden kann. Die Höhe der Wasserstände wechselt indessen in diesem Falle nicht so rasch und nicht oft im Jahre, daß deswegen nennenswerthe Störungen entstanden wären.

Im Ganzen genommen darf die Anlage ungeachtet der erwähnten Uebelstände als eine vorzügliche bezeichnet werden, welche weit weniger Veranlassung zu Störungen gab und wesentlich bessern Effect ergiebt, als ein unmittelbar daneben angebrachtes Schraubenrad (roue en hélice) mit horizontaler Achse von B Roy u. Co. in Vevey. Bezüglich der

Digitized by Google

Haltung des Wassers im Heber bei längerem Stillstand der Turbine sehe man die Bemerkungen am Schluß der Beschreibung der Turbine in Mauroix bei Limoges auf Seite 573.

Jonval-Turbinenanlage.

Für kleines veränderliches Gefälle und große veränderliche Wassermassen.

Für die Mühle des Herrn A. Lanzrein in Thun (Schweiz).

Installirt von Escher Wyß u. Co. in Zürich.

Tafel 78 stellt die Anlage in $^1/_{100}$ der wirklichen Größe dar. Die veränderlichen Wasserspiegelhöhen sind in der Zeichnung angegeben und ersieht man aus der letztern, daß das Gefälle von 0,600 Meter bis 1,500 Meter variirt und zwar besonders durch die starke Veränderung der Unterwasserspiegelhöhe. Die Verhältnisse für die Anlage waren ungeachtet dessen nicht ungünstige, als bei dem kleinen Gefälle eine beliebig größere Wassermenge (aus dem Thunersee) zur Verfügung stand, so daß die Ungleichheit in der Leistung bei großem und kleinem Gefälle wenigstens größtentheils ausgeglichen werden konnte; wobei die gänzliche Ausgleichung nur dadurch verhindert wurde, daß die Turbine allzu große Dimensionen hätte erhalten müssen.

Die Turbine ist so angeordnet, daß sie bei einem Gefälle von 0,600 Metern eine Wassermenge von 8400 Litern per Secunde consumirt und dabei 40 Pferde Nutzeffect entwickelt, was einem Wirkungsgrad von 60 Procenten entspricht. Diese geringe Leistung rührt ohne Zweifel auch hier daher, daß der Raum unter der Turbine zu geringe Höhe hat und zu sehr eingeengt ist, so daß das Wasser mit allzu großer Geschwindigkeit abfließen muß. Es ist nämlich die Wasserkammer unter der Turbine auf der hintern Seite auch hier halbkreisförmig abgeschlossen und hat bei einer Tiefe von 1,500 Meter eine Breite von nur 5 Metern. Der Querschnitt ist daher nur 7,5 □Meter, so daß das Wasser mit einer Geschwindigkeit von 1,120 Meter unter der Turbine wegfließen muß. Diese knappe Wahl der Dimensionen der untern Wasserkammer müßte unbedingt als ein Fehler bezeichnet werden, wenn es sich darum gehandelt hätte, einen möglichst günstigen Wirkungsgrad des Motors zu erhalten, was jedoch nicht der Fall gewesen ist.

Bei dem großen Ausflußquerschnitte △ mußten Leit- und Laufrad 3 Schaufelkränze von zusammen 1,10 Meter lichter Breite erhalten, wobei der äußere Durchmesser des äußern Kranzes nahe 4,000 Meter beträgt.

Digitized by Google

Bei den größern Gefällen von 1 bis $1^1/_2$ Meter soll die Turbine 80 Pferde leisten. Ist der äußerste Schaufelkranz allein offen, so leistet die Turbine bei einem Gefälle von 1,500 Meter = 68 Pferde, wobei sie 4900 Liter Wasser per Secunde consumiren soll. Die beiden innern Schaufelkränze des Leitrades können mit Deckeln ganz oder auch nur theilweise verschlossen werden, wobei die Deckel nur von der Hand aufgelegt oder weggenommen werden. Die Turbine macht 16 Umdrehungen in einer Minute.

Die Welle ist mit Oberwasserzapfen auf innerer schmiedeiserner Standsäule versehn. Das obere Stück der Turbinenwelle, auf welchem das conische Rad sitzt, ist aus Schmiedeisen angefertigt und mittelst einer Kupplung an die Gußwelle befestigt.

Bei der geringen Länge der Turbinenwelle hätte dieselbe wohl besser aus einem einzigen Stücke angefertigt werden können, da solche Zusammensetzungen im Laufe der Jahre erfahrungsmäßig Veranlassung zu Vibrationen und Schwankungen geben.

Syphonturbine der Papierfabrik in Limoges.

Installation von Girard in Paris.

Die vorliegende auf Tafel 68 in $^1/_{40}$ der wirklichen Größe abgebildete Heberturbine (von Girard installirt) verdankt, wie diejenige des Genfer Wasserwerkes, ihre Entstehung der Schwierigkeit der Ausführung von tiefer liegenden Fundationsarbeiten.

Ich lasse nachstehend die von Girard selbst gegebene Beschreibung folgen:

Dieser Motor entwickelt bei einem Gefälle von 1,3 Meter (das jedoch manchmal langsam bis zu 1,47 Meter Höhe steigt) und bei einem Zufluß von 4,2 Cubikmeter per Secunde einen Nutzeffect von etwa 50 Pferdestärken. Die normale Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbine beträgt ungefähr 25 Touren per Minute. Das Fundament für das Fußlager wurde mit vieler Mühe in den soliden Felsen eingearbeitet und da es als unmöglich gefunden wurde, die nöthige Tiefe zu erreichen, so wurde zur Zuführung des Wassers nach den Schaufeln ein eigenthümlich geformtes Heberrohr angeordnet. Quer durch den Fluß ist ein Damm gelegt, in dessen Centrum sich eine Oeffnung befindet, in welche das heberförmig gekrümmte Zuflußrohr eingelegt ist. Diese Oeffnung kann durch eine Schütze, die in der Abbildung nicht dargestellt ist, geschlossen werden, so daß das Wasser vollständig abgesperrt ist und die Turbine für etwaige Reparaturen trocken gelegt wird.

Digitized by Google

a — B ist das heberartig geformte Zuleitungsrohr, das mit dem einen Ende an der rechteckigen Oeffnung B, mit dem andern Ende aber an dem Hute DE der Turbine befestigt ist, wie Figur 1 und 3 deutlich zeigen. Dieses Zuleitungsrohr ist, wie ebenfalls aus den Abbildungen ersichtlich, aus drei durch Verschraubungen vereinigten Stücken zusammengesetzt. Der untere Theil des Hutes DE ist mit dem Leitschaufelkranze FF (Figur 1) verbunden. Dieser Kranz ist aus zwei durch 16 gleich weit gestellte Rippen und mit denselben aus dem Ganzen gegossenen Ringen hergestellt. Zwischen je zwei der gußeisernen Rippen, welche die passende Form als Leitschaufeln haben, sind vier blecherne Leitschaufeln angeordnet. Der Leitschaufelkranz hat im Ganzen 80 Leitschaufeln, das Turbinenrad ist dagegen mit nur 32 Schaufeln ausgerüstet. Durch die eigenthümliche Form des Hutes DE und die Anordnung der Leitschaufeln wird bewirkt, daß das Wasser ohne alle Störung im gleichmäßigen Strome in das Turbinenrad eintritt. Ueber dem Leitschaufelringe liegen, entsprechend den vorerwähnten 16 Abtheilungen desselben, 16 horizontale Schieber oder Turbinenschützen VV, deren Form und Anordnung aus Figur 2 und 9 ersichtlich ist; jeder dieser Schieber ist an seinem äußern Ende mit einem Vorsprung versehen. Die Bewegung dieser Schieber erfolgt in radialer Richtung. Um das untere Ende des Hutes DE läuft außerhalb ein besonderer ringförmiger Raum E (Figur 2), in welchem sich der Regulirungkranz dreht. Figur 8 stellt einen Theil dieses Ringes im Grundriß von unten dar, Figur 2 aber zeigt den Querschnitt desselben. Es ist dieser Ring mit zwei concentrisch laufenden Nuthen M und N versehen, die an zwei diametral gegenüber liegenden Punkten durch die geneigte Furche MON (Figur 8) verbunden sind. In diese Nuthen greifen die Schieber oder Turbinenschützen mit dem oben erwähnten Vorsprung ein und zwar sind die Schieber offen, wenn sich der Vorsprung in der äußern Nuthe M befindet, dagegen sind sie geschlossen, d. h. sie bedecken den Schaufelkranz des Turbinenrades und hemmen den Wasserzufluß in dasselbe, wenn sich die Vorsprünge in der innern Nuth N des Schieberringes befinden.

Oberhalb ist der Schieberring am innern Rande mit einem aufrecht stehenden verzahnten Flansche versehen, in welchen ein Getriebe eingreift, das an einer senkrechten Welle sitzt, die durch eine Stopfbüchse in den Raum E hineinragt und gelagert ist, und oberhalb mittelst eines conischen Rädergetriebes umgedreht wird. Durch die Drehung dieser Welle wird der Schieberring ebenfalls nach der einen oder andern Seite in Umdrehung versetzt und, indem die Schieber mit ihren Vorsprüngen vermittelst der schiefen Nuthe MON des Schieberringes in dessen äußere

Digitized by Google

oder innere Nuth übergehen, werden sie geöffnet oder geschlossen. Indem der Ring nur um einen Bruchtheil seines Umfanges weiter gedreht wird, kann nach und nach eine beliebige Anzahl von Schaufeln im Leitschaufelkranze geöffnet werden, so daß das Turbinenrad ganz allmälig zu seiner vollen Kraftentwickelung gebracht werden kann. Der Betrieb des Schieberringes wird am besten durch zwei Getriebe bewirkt, die sich an verschiedenen Punkten des Umfanges in einer gewissen Entfernung von einander angebracht befinden und deren Wellen durch eine gemeinschaftliche Getriebswelle, wie Figur 3 zeigt, gleichzeitig und gleichmäßig betrieben werden.

Der Schieberring ruht auf einer Anzahl Frictionsrollen P, deren Anordnung in Figur 2 und 9 ersichtlich ist. Seine Bewegung ist solchergestalt möglichst leicht gemacht. C ist das eigentliche Turbinenrad, welches in Figur 1 im Verticaldurchschnitt, in Figur 3 zum Theil im Grundriß von oben, und in den Figuren 10 bis 12 in einem größern Maßstabe dargestellt ist. Die Figuren 10 und 11 stellen die Anordnung und Form der Leitschaufeln und Turbinenschaufeln dar. Die mittlere Entfernung zwischen den Leitschaufeln beträgt 108 Millimeter, die zwischen den Turbinenschaufeln dagegen 265 Millimeter.

Bezüglich der Buchstaben, womit die einzelnen Theile der Abbildungen bezeichnet sind, haben wir noch Folgendes hinzuzufügen: H sind die Arme des Turbinenrades, J und K ist die Turbinenwelle. L in Figur 1 ist die auf dem steinernen Fundamente befestigte Grundplatte des Fußlagers der Turbinenwelle. O in Figur 1 ist ein Rohr, welches die beiden Schenkel des heberförmigen Zuleitungsrohres A B mit einander verbindet und dazu dient, den Heber anfangs in Thätigkeit zu bringen.

L' ist ein Mannloch für den Zugang nach dem Rade.

Der in Figur 7 dargestellte Querschnitt des Schaufelkranzes am Turbinenrade zeigt, daß der Durchflußraum sich nach unten erweitert, es ist dies zu dem Zwecke, daß der Querschnitt für den Durchfluß zwischen den Schaufeln constant bleibt, denn wie man aus Figur 10 und 11 ersieht, verengt sich der Raum zwischen den Schaufeln des Turbinenrades nach unten; die allmälige Erweiterung des Turbinenkranzes hat diese Verengerung des Querschnittes wieder auszugleichen; Girard bezeichnet dieses Princip als l'évacuation par évasement, d. h. Ausleerung durch Erweiterung; man kann dergleichen Turbinen als Turbinen mit constanter Normalgeschwindigkeit bezeichnen, indem bei dem gleichbleibenden Durchflußprofil das Wasser auch gleiche Durchflußgeschwindigkeit behalten muß. Der Nutzeffect dieser Turbine ist zu 60 Procent bestimmt worden.

Digitized by Google

Bemerkungen des Verfaſſers zur vorliegenden Turbine.

Auch bei dieſer Turbine erfüllt (wie bei derjenigen des Genfer Waſſerwerkes) der Heber für die Zuleitung des Waſſers zur Turbine ſeinen Zweck auf die befriedigendſte Weiſe, ſo daß man in dieſer Hinſicht jedes Bedenken gegen dieſe Anordnung beſeitigen kann. Hier wie in Genf iſt übrigens das Heberrohr AB ſehr ſolid aus Gußeiſen angefertigt und aufs ſorgfältigſte abgedichtet.

Wo ſchwierige und ſehr koſtſpielige Fundamentbauten zu umgehen ſind, iſt daher die vorliegende Anordnung mit Heberrohr und mit Luftpumpe ſehr wohl zu empfehlen, obwohl die letztere Maſchine eine unangenehme Zugabe bildet, die gut im Stande gehalten ſein will.

Man wird vielleicht vermuthen, daß beim Stillſtand des Motors der Heber ſich ſogleich oder doch ſehr bald entleere, ſo daß bei jedem Anlaſſen der Turbine die Luftpumpe vorerſt in Thätigkeit geſetzt werden müſſe. Dieß iſt jedoch nicht der Fall. Der Heber entleert ſich auch bei mehrſtündigem Stillſtand des Motors nicht, er bleibt die ganze Nacht hindurch gefüllt, ſo daß an jedem Morgen die Ingangſetzung des Motors ohne Gebrauch der Pumpe erfolgen kann.

Während dem Gange des Motors wird die ſich nach und nach im obern Theile des Hebers anſammelnde Luft vorzu vom durchfließenden Waſſer mit fortgeriſſen, daher es zweckmäßig iſt, bei ähnlichen Anlagen das Heberrohr nicht zu weit im Durchmeſſer zu halten, ſo daß das Waſſer mit großer Geſchwindigkeit durch den obern Hebertheil fließen muß und ſo die Luft mit ſich fortreißt.

Dieſe Durchflußgeſchwindigkeit darf ſehr wohl auf 2 Meter bis $2\frac{1}{2}$ Meter per Secunde ſteigen, wobei natürlich zu unterſuchen iſt, ob das Gefälle die Anwendung dieſer Durchflußgeſchwindigkeit geſtattet.

Bei der großen Turbine des Genfer Waſſerwerkes hat das Heberrohr in ſeinem obern Theile 9 □ Meter Querſchnittsfläche, was für die maximale Durchflußwaſſermenge von 20 Cubikmetern per Secunde eine Geſchwindigkeit von 2,220 Metern ergiebt.

600pferdige Turbinenanlage des Schaffhauſener Waſſerwerkes.

(Inſtallation von Joh. Jakob Rieter u. Co. in Winterthur.)

Die Tafeln 61 bis 63 geben die conſtructive Anordnung der drei Jonvalturbinen in $\frac{1}{60}$ der wirklichen Größe und Tafel 87 zeigt die allgemeine Dispoſition der Anlage.

Digitized by Google

Obwohl nicht ganz neusten Datums, muß die vorliegende Turbinenanlage nebst der mit derselben im Zusammenhange befindlichen Drahtseiltransmission als eine recht interessante betrachtet werden.

Unmittelbar unterhalb der Stadt Schaffhausen strömt der Rhein über ein felsiges, vielfach zerrissenes Bett in einer Breite von circa 500 Fuß. Das Gefälle ist nicht sehr bedeutend, die Wassermenge aber desto beträchtlicher, so daß man schon längst an eine Nutzbarmachung dieser Wasserkraft gedacht, aber der großen Schwierigkeiten und Kosten wegen zu einer Ausführung dieses Planes bis in die neuere Zeit nicht gekommen war. Es bedurfte der ganzen Energie und Opferbereitwilligkeit eines Mannes, der seiner Vaterstadt schon mehrfache Beweise von Gemeinnützigkeit gegeben, welcher im Verein mit mehreren Bürgern von Schaffhausen die Sache in die Hand nahm und eine Societät unter der Firma „Wasserwerkgesellschaft in Schaffhausen" gründete, welche sich die Vorbereitungen und die Ausführung dieses großartigen Planes zur Aufgabe machte. Dieses Project bestand darin, einen Damm über den ganzen Rhein zu ziehen, hierdurch das Wasser auf Turbinen zu führen, deren Triebkraft mittelst Drahtseilen zunächst nach dem rechten Rheinufer und von hier aus längs des letztern stromaufwärts zu leiten, dann an verschiedenen Stellen in's Innere der Stadt Schaffhausen theils mittelst Wellen, theils mittelst Drahtseilen abzuzweigen und sowohl den schon vorhandenen, als noch zu errichtenden gewerblichen Etablissements nach Maßgabe ihres Bedürfnisses zuzuführen.

Anfänglich beabsichtigte man die Turbinenkammer in die Mitte des Rheinbettes zu verlegen.

Als jedoch mit der Arbeit begonnen wurde und, als erstes Erforderniß, die Arbeitsbrücke über den Rhein erstellt war, wodurch man Gelegenheit erhielt, das Rheinbett an seinen verschiedenen Stellen untersuchen zu können, zeigten sich in der Zerklüftung und Zerrissenheit des Felsbodens unerwartete, enorme Schwierigkeiten; die anfangs nur befürchtete Unmöglichkeit der Ausführung des angenommenen Planes erwuchs zur völligen Gewißheit, je mehr man mit der Beschaffenheit und dem Werth der Felsen vertraut wurde.

Wir erwähnen hier nur, daß sich mitten im Rhein eine Kluft von circa 30 Fuß Breite und 20 Fuß Tiefe vorfindet, deren Seitenwände wiederum in der Art zerklüftet und zerrissen sind, daß auf dem linkseitigen Ufer dieser Kluft der Wehrdamm, welcher auf einem scheinbar gesunden Felsen befestigt gewesen, geborsten ist und mit in die Tiefe gerissen wurde.

Nun trat die unabweisbare, gebieterische Nothwendigkeit ein, den

Digitized by Google

Turbinenkaſten mehr gegen das linke Ufer des Fluſſes zu verlegen, weil mit dem Ablaufcanal die Mitte des Rheins wegen der Zerklüftung und der ſchlechten Beſchaffenheit der Felsmaſſen nicht überſchritten werden konnte.

Gemäß einem abgeſchloſſenen Vertrage war die Waſſerbaute ſo zu erſtellen, daß erprobte Fachmänner erklären, es ſeien dadurch 500 Pferdekräfte erzielt.

Nach den von Herrn Ingenieur D. H. Ziegler in Winterthur zu wiederholten Malen vorgenommenen Vermeſſungen des im Rhein beim höchſten und niedrigſten Waſſerſtand abfließenden Waſſers, und den darauf baſirten und von Herrn Profeſſor Zeuner geprüften und beſtätigten Berechnungen mußte zur Erreichung der verlangten Waſſerkraft ein Wehrdamm quer über den Rhein von einer Ausdehnung von 608 Fuß erbaut, und am rechtſeitigen Rheinufer noch drei große Leerſchußfallen erſtellt werden, wodurch bei höchſtem wie beim niedrigſten Waſſerſtand der Waſſerſpiegel zwiſchen den Canälen und der Rheinbrücke, alſo längs der Stadtgrenze, nach Entfernung der Füllenen die gleiche Höhe und Tiefe wie bei früheren Verhältniſſen beibehalten würde.

Vermittelſt dieſer Schwellung konnte eine Niveaudifferenz zwiſchen dem Waſſerſpiegel oberhalb des Wehrdamms und demſelben beim Rheinfels (H) von 16 Fuß bei niedrigem, und von 13 Fuß beim höchſten Waſſerſtand erzielt werden, und es mußte ſich nur darum handeln, dieſe ganze Höhendifferenz auf Turbinen wirken zu laſſen, um das durch dieſelben abfließende Waſſerquantum unabhängig vom übrigen Waſſer in den untern Waſſerſpiegel zu leiten.

Die von den Motoren Tafel 87 aufgenommene und an eine horizontale Welle abgegebene Waſſerkraft wird mittelſt zweier Drahtſeile J quer über den Rhein auf eine über dem großen Wechſelpfeiler K angebrachte Welle und durch Winkelräder auf eine zweite rechwinklig zur Uferrichtung gelegte Welle übertragen. Von dieſer aus iſt die Drahtſeiltransmiſſion längs der Ufer ſtromaufwärts geführt und zwar nach mehreren Pfeilern oder Stationen, von denen aus mehrere Abzweigungen nach dem gegenüberliegenden Ufer gemacht worden ſind.

Von dieſen Stationen kann die Triebkraft entweder mittelſt Wellen oder ebenfalls mittelſt Drahtſeilen in's Innere der Stadt zu den verſchiedenen gewerblichen Etabliſſements transmittirt werden. Die Geſellſchaft liefert und unterhält denjenigen Abnehmern, welche Liegenſchaften von ihr erworben, die vertragsgemäße Anzahl der Pferde bis an die der Station zunächſt gelegene Eigenthumsgrenze des Abnehmers; dagegen geſchieht die Anlage einer Transmiſſion für ſolche Abnehmer, welche

Digitized by Google

die Betriebskraft in schon in ihrem Besitze befindlichen Localitäten einführen wollen, von der nächsten Station aus gänzlich auf ihre eigenen Kosten.

Noch ist zu bemerken, daß die Disposition im Turbinenhause so getroffen wurde, daß von hier aus die Transmission mittelst Drahtseilen M rheinabwärts nach H und dann wiederum nach dem gegenüberliegenden rechten Ufer geleitet werden kann.

Die Tafel 61 zeigt einen verticalen Längendurchschnitt des Turbinenhauses, Tafel 62 einen Querschnitt, Tafel 63 den Grundriß, theilweise horizontal durchschnitten, und Tafel 87 den Dispositionsplan in Grund- und Aufriß der über den Rhein führenden Drahtseiltransmission.

Das schon früher erwähnte Turbinenhaus F Tafel 87 ist über der gemauerten Turbinenkammer errichtet, welche am obern Ende des gewölbten Theiles des Ablaufcanales G aus der Quermauer a und den beiden Seitenmauern b aus Quadratsteinen gebildet wird, die Höhe der letztern überragt die Krone des Wehrdammes D um 13 Fuß; der Boden der Kammer liegt etwas tiefer als die Canalsohle; der obere Theil derselben ist durch die Bohlenwände c und c′ und durch die beiden Einlaufschützen d und d′, welche sich in den gußeisernen Rahmen e und e′ bewegen, abgeschlossen. In Folge dieser Anordnung kann das durch den unterhalb des Turbinenhauses angelegten Damm D aufgestaute Wasser von der obern und von der untern Seite in die Turbinenkammer eindringen. Vor jeder Schütze befindet sich ein aus Eisenstäben gebildeter Rechen.

In der Höhe des Gewölbscheitels des Ablaufcanales G liegt der aus Balken und Bohlen rahmenartig zusammengesetzte und von drei gußeisernen Säulen f getragene Boden g, auf welchen die gußeisernen Ringe h zur Aufnahme der drei Jonvalturbinen V und deren Rohre i gelegt sind. Jede dieser drei Turbinen ist zweitheilig und besteht aus dem doppelten Leitapparate kk′ und dem doppelten Schaufelrade ll′. Bei niederm Wasserstand, wo ein größeres Gefälle vorhanden ist, benutzt man nur den äußern Theil der Turbine und schließt den innern l′ gänzlich ab; bei großem Wasserstande und dem alsdann vorhandenen geringern Gefälle werden beide Theile k und k′ des Leitrades geöffnet. Der innere offene Raum des letztern wird durch die Gloche m geschlossen, deren mit Pockholzrippen ausgefütterte Nabe der Turbinenachse n als Halslager dient. Das Schaufelrad l ist mittelst eines Armkreuzes o mit jener Achse verbunden und diese in dem Kammlager p aufgehängt. Das letztere ruht auf einem gegossenen Gehäuse q, welches wiederum von eigens hierzu angebrachten Rippen zweier starken gußeisernen

Digitized by Google

Balken r, die auf den Seitenmauern b der Turbinenkammer aufliegen, getragen wird. Eine weitere Stützung iſt der Achſe n durch den gußeiſernen Längenbalken s geboten, welcher die beiden ebenfalls mit Pockholzrippen verſehenen Halslager t und t' trägt. Ueber dem erſtern hat man eine zweitheilige Muffe u mittelſt Schrauben an der Welle n befeſtigt, welche der letztern blos als Anſatz dient und bei gewöhnlichem Waſſerdrucke mit ihrem untern Rande das Lager t nicht ganz berührt. Nur wenn der Druck des Waſſers bedeutend wächſt und eine geringe Senkung der Turbinenachſe eintritt, ſtützt ſich jene Muffe auf das Lager t und verhindert dadurch eine allzu große Reibung in dem Kammlager p.

An den Querbalken r ſind ferner die Lager v für die in den Rädchen w befindlichen Schraubenmuttern befeſtigt, welche zur Bewegung der über dem Leitſchaufelapparate kk' liegenden ringförmigen Schützen x und x' mit Hülfe der ſechs Schraubenſtangen y dienen. Die letztern ſind zwar nur an der äußern Ringſchütze x angebracht und es wird zunächſt nur dieſe gehoben; will man aber auch den innern Theil k' l' der Turbine benutzen, ſo zieht man jene Schütze noch mehr in Höhe, in Folge deſſen alsdann ihr innerer Rand die vorſtehenden Naſen dreier an der innern Schütze x' befeſtigten Supporte z erfaßt und jene ebenfalls in die Höhe zieht.

Die Drehung der von den Rädchen w umſchloſſenen Schraubenmuttern, reſp. die Hebung und Senkung der Ringſchützen x und x', kann von Hand durch das Sternrad a' und eine geeignete Räderverbindung b', welche ebenfalls im Grundriſſe erſichtlich iſt, bewerkſtelligt werden. Es ſteht aber dieſer Triebapparat gleichzeitig mit einem Regulator W durch eine Achſe in Verbindung und es iſt dadurch die Ringſchütze x zu einer Regulirſchütze gemacht, obſchon ſie ſelbſtverſtändlich auch zum vollſtändigen Abſtellen des Motors dient.

Die oben erwähnten Balken s ſtützen ſich mit ihren Enden auf Vorſprünge der gerippten Ständer f', welche ſo beſchaffen ſind, daß ſie mit den in die Seitenwände eingelaſſenen ſchmalen Rahmen g' je zwei Paare Couliſſen bilden, in welche Bohlen eingeſchoben und dadurch verticale Wände gebildet werden können, wodurch man in den Stand geſetzt iſt, jede Turbine für ſich abzuſchließen. Die Säulen f' tragen ferner die Querbalken y', auf welche die Stehlager für die Zapfen der horizontalen Triebwelle m' befeſtigt werden.

Jede Turbinenachſe n trägt an ihrem obern Ende ein coniſches Kammrad h', welches mit ihr nur durch einen Längenkeil verbunden iſt, daneben aber mittelſt eines kleinen Schraubenapparates i' ſoweit aufgezogen und niedergelaſſen werden kann, daß ſich dadurch ein Ein- und

Digitized by Google

Ausrücken mit dem Kegelrade j' der horizontalen Triebwelle m' auf sehr leichte Weise ermöglichen läßt. Die aus drei Theilen zusammengekuppelte Triebwelle m' trägt außer den drei Rädern j' noch zwei andere Kegelräder n', deren lange Narben indessen lose auf der Welle sitzen. Sie tragen die auf ihnen befestigten großen Drahtseilscheiben o' und sind unter sich durch die beiden in ihre Zahnung eingreifenden conischen Getriebe p' verbunden, welche frei um die Zapfen des auf der Welle m' festgekeilten Kreuzkopfes q' sich drehen können. Durch dieses sogenannte Differenzialgetriebe wird eine Verbindung der Seilscheiben o' mit der Triebwelle m' in der Weise bewirkt, daß die Ungleichheiten in den Spannungen der beiden Drahtseile durch die ermöglichte Differenz der Geschwindigkeiten der beiden Seilscheiben von selbst ausgeglichen werden*). Daß man aber überhaupt zwei Drahtseile statt eines einzigen zur Anwendung gebracht hat, geschah einfach aus dem Grunde, um beim etwaigen Zerreißen des einen Seiles den Betrieb nicht unterbrechen zu müssen. Man hat deshalb auch jedes Seil so stark gemacht, um nöthigenfalls allein die ganze Triebkraft der drei Turbinen übertragen zu können. Die Backen r' über und unter den beiden Seilscheiben sollen das Ausspringen der Drahtseile verhindern.

Auf der Triebwelle m' befindet sich ferner eine große Bremsscheibe s', welche in Verbindung steht mit einem Sicherheitsapparate, der in der Zeichnung nicht angegeben ist. Sollte durch irgend eine besondere Veranlassung die Geschwindigkeit der Triebwelle m' ihre zweckmäßige Grenze überschreiten, so wird auf selbstthätige Weise der erwähnte Apparat von dem am Ende der Triebwelle befindlichen Keilrade u' in Bewegung gesetzt, in Folge dessen die Bremsbacken der Scheibe s' angezogen und zugleich das Triebwerk a, b' in dem Sinne in Bewegung gesetzt, daß die Ringschützen x und x' sich schließen und somit die Turbinen abstellen. — Eine andere, ebenfalls im Turbinenhause angebrachte sinnreich construirte Vorrichtung dient dazu, die von jedem einzelnen Miether in Anspruch

*) Die Nr. 582 vom 22. Februar 1867 des in London erscheinenden „Engineer" enthält eine oberflächliche Beschreibung der Wasserwerksanlage und Drahtseiltransmission in Schaffhausen, worin unter viel Unklarem und Verworrenem zugleich bemerkt wird, daß die Idee der Anwendung des Differenzialgetriebes zwischen den Seilscheiben zur Ausgleichung der Seilspannungen von Herrn Charles Brown herrühre. Es ist dieses durchaus unrichtig, indem ich bei der Disposition der beiden Triebseile für Uebertragung der Kraft das Arrangement mit den Differenzialrädern anordnete, ohne je mit Herrn Brown über diesen Punkt gesprochen zu haben, und überhaupt Herrn Brown in keiner Weise irgendwie beim Entwurfe der Drahtseil-Transmissionsanlage zu thun gehabt hat.

Winterthur, den 8. Juli 1867. **D. H. Ziegler.**

Digitized by Google

genommene Triebkraft — ſogar ohne des letztern Wiſſen — genau zu controliren.

Von der oberſten Turbine wird durch die Welle v' eine dritte Seilſcheibe w' in Bewegung geſetzt, von welcher aus die Kraft in der durch die Linie M (Tafel 1, Figur 1) angedeuteten Richtung fortgeleitet werden kann.

Im Querſchnitt ſieht man mitten über der Triebwelle eine kleine Bahn z', die ſich durch die ganze Länge des Turbinenhauſes zieht und auf welcher ein zum Aufſtellen und Demontiren der verſchiedenen Stücke dienender Laufkrahn X ſich befindet.

Die Art und Weiſe, wie von dem Turbinenhauſe weg durch die Drahtſeile die Triebkraft weiter geleitet und an verſchiedenen Stellen abgegeben wird haben wir ſchon früher bei Beſprechung der allgemeinen Dispoſition auf Seite 576 näher auseinandergeſetzt und es bleiben nur noch die Angaben der Kraft- und Geſchwindigkeitsverhältniſſe übrig.

Gefälle bei Niederwaſſerſtand	16 Fuß Schweizermaß
„ „ Hochwaſſerſtand	12 „ à 0,30
Waſſerconſum der drei Turbinen	
bei Niederwaſſer	620 Cubikfuß.
bei Hochwaſſer	827 „
Aeußerer Durchmeſſer der Turbinen	9½ Fuß.
Effective Kraftleiſtung der drei Turbinen zuſammen	600 Pferdekraft.
Nutzeffect	70%
Durchmeſſer der Seilſcheiben	15 Fuß.
„ der Hauptdrahtſeile	0,09 „
Anzahl der Drähte in jedem Seil	80
Senkung der Seile	nur 6 Fuß.
(darum der führende Seilſtrang unten).	
Kraft, welche jedes Seil zu übertragen vermag	540 Pferdekraft.
Anzahl der Umdrehungen einer Seilſcheibe per Minute	80
Geſchwindigkeit, mit welcher ſich die Drahtſeile bewegen	63 Fuß per Secunde.

Von den 600 Pferdeſtärken werden vom Turbinenhauſe F aus mit 2 Seilen J 540 Pferdeſtärken quer über den Rhein auf eine Diſtanz von 392 Fuß nach dem Wechſelpfeiler K übertragen und von hier ſtromaufwärts nach dem 1500 Fuß entfernten zweiten Wechſel-

Digitized by Google

pfeiler K^3 geleitet, in der Meinung, daß bei den Zwischenpfeilern K^1 und K^2 je ein Theil der Kraft abgegeben werde.

Von dem Pfeiler K^3 werden ferner circa 200 Pferdestärken bis gegen die Rheinbrücke auf eine Entfernung von 1500 Fuß geleitet, so daß die Gesammtlänge der Drahtseiltransmission ungefähr 3370 Fuß betragen dürfte. Jede Station hat zwei Seilscheiben, die, mit Ausnahme der ersten bei K, mit conischen Differenzialrädern (wie die beiden im Turbinenhause) gekuppelt sind.

Eine zweite Seiltransmission soll von der oben erwähnten Seilscheibe, deren Durchmesser 12½ Fuß beträgt, circa 60 Pferdestärken in einer Entfernung von 600 Fuß auf eine am Rheinfels zu erbauende Wechselstation übertragen werden, wobei ein Höhenunterschied der Achselmittel von circa 30 Fuß vorkommen wird.

Der von den Turbinen zu leistende Effect ist oben zu 600 Pferden angegeben und für diese Kraft sind auch die Drahtseile berechnet; es kann indessen die Leistung bis auf 750 Pferdestärken gesteigert werden, wobei dann natürlich auch entsprechend stärkere Seile zur Verwendung kommen müssen.

Turbinenanlage von 3800 Pferden.

6 Jonvalturbinen, jede von 630 Pferden.

In Bellegarde. Frankreich.

(Installation von Joh. Jakob Rieter u. Co. in Winterthur.)

Die vorliegende Turbinenanlage ist in ihrer Disposition bereits im ersten Bande des Werkes auf den Tafeln 31, 32 und 33 dargestellt, während in diesem zweiten Bande mehr die Détailconstruction der Motorenanlage näher betrachtet werden soll. Zu diesem Zwecke sind hier auf Tafel 72 nur eine Seitenansicht und ein Querschnitt durch die Turbine sammt Hauptgetriebe, dagegen auf den beiden Tafeln 59 und 60 die Turbine selbst in größerm Maßstabe ersichtlich, während für die allgemeine Disposition auf den ersten Band zurückverwiesen werden muß. Bezüglich der Motoren selbst ist jedoch aus den in diesem zweiten Bande befindlichen Tafeln 59, 60 und 72 alles Nöthige ersichtlich.

Die Anlage gehört zu den großartigsten und interessantesten ihrer Art, und wenn dieselbe hinsichtlich des Zweckmäßigkeit in der allgemeinen Anordnung des Wasserbaues auch Einiges zu wünschen übrig läßt, so waren andrerseits so bedeutende bauliche Schwierigkeiten zu überwinden

Digitized by Google

und so kolossale Wassermassen zu bewältigen, daß die Ausführung des ganzen Baues (die Anordnung einmal als gegeben betrachtet) eine mustergiltige genannt werden muß.

Eine Actiengesellschaft hatte sich die Aufgabe gestellt, die disponible Wasserkraft der Rhone (bei Bellegarde in Frankreich) im Betrage von 12000 Pferdekräften für die dortige Industrie theilweise nutzbar zu machen.

Zu dem Zwecke wurde durch einen 550 Meter langen in den Felsen eingesprengten Tunnelcanal das Wasser einem Turbinenhause zugeführt, welches im ersten Bande des Werkes auf Tafel 31 im Grundrisse, auf Tafel 32 im Längendurchschnitte und auf Tafel 33 in 2 Querschnitten und zwar in 1/180 der wirklichen Größe dargestellt ist.

Es muß von vornherein erwähnt werden, daß in Folge der vorhandenen Localverhältnisse eine Ausnützung der Kraft in der unmittelbaren Nähe des Motoren nicht stattfinden konnte und daß man daher genöthigt war, die gewonnene Kraft durch Drahtseiltransmissionen den betreffenden neu gegründeten industriellen Etablissementen zuzuführen.

Das Turbinenhaus ist halb quer gegen den Zulaufcanal gestellt und zur Placirung von 6 Turbinen eingerichtet, von welchen jede eine Kraft von 630 Pferden (bei einer Nutzleistung von 70 Procent) entwickelt, so daß also die ganze Anlage auf eine effective Kraft von 3800 Pferden berechnet ist.

Das Gefälle ist beim Niederwasserstand 13 Meter, beim Hochwasserstand 11 Meter. Der Stand des Oberwasserspiegels variirt dabei um 3,05, derjenige des Unterwasserspiegels aber um 5,28 Meter. Aus diesem Grunde konnten die Turbinen nicht in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes aufgestellt werden, mußten vielmehr in der Höhe des höchsten Unterwasserstandes verlegt und durch ein Saugrohr mit dem tiefsten Unterwasserspiegel verbunden werden.

Die Turbinen befinden sich somit ungefähr in der Mitte zwischen Ober- und Unterwasserspiegel und es wirkt das halbe Gefälle, (die unter der Turbine befindliche Wassersäule saugend auf den Motor ein.

Die letztern sind in gleichen Entfernungen von einander in einer Reihe disponirt und jeder mit einem besondern Antrieb (Drahtseiltrieb) versehn.

Die Construction der Turbinen ist derart gewählt, daß sie unter Wasser arbeiten können und sind die Radcanäle zu diesem Zwecke wie bei gewöhnlichen Jonvalturbinen angeordnet.

Die obere Mauer $a \,.\, a_2$ des Turbinenhauses Tafel 33 bildet einen Damm, welcher den Abschluß des Obergrabens bildet und hinter

Digitized by Google

welchem dieser Graben zu einem Schachte von 11 Meter Höhe ausgetieft ist.

Aus diesem Schachte wird das Wasser einer jeden Turbine durch ein gußeisernes Rohr k zugeleitet, in welchem sich eine mit einem Regulator in Verbindung stehende Drosselklappe befindet.

Die Turbine ist in einem geschlossenen gußeisernen Wasserkassen m angebracht und fließt das Wasser nach dem Durchfluß durch die Turbine durch das verticale gußeiserne Rohr p ab.

An der Eintrittstelle in das Einlaufrohr befinden sich verticale Schützenzüge, welche mittelst einer kleinen Hülfsturbine geöffnet und geschlossen werden können.

Die Turbinen resp. die Wasserkasten m mit den Ablaufrohren p ruhen auf den Gewölben f auf, ebenso die Ständer für die Transmission auf den obern Gewölben b . b_2.

Der ganze Turbinen-Einbau bildet daher kein eigentliches Gebäude, sondern eine ganz eigenthümliche Combination von Pfeilern und Gewölben und es ist auch kein Oberbau und keine Bedachung über dem ganzen Wasserbau angebracht.

Von Stein, Beton und Eisen auf Felsen ausgeführt, bietet dieser Wasserbau ein durchaus monumentales Gepräge dar, und zwar um so mehr, als derselbe sozusagen mitten in einem Flusse steht.

Die Stärke der Mauerpfeiler a . a_2 beim Einlauf, welche den Damm bildet und den Druck einer Wassersäule von 11 Meter Höhe auszuhalten hat, beträgt 3,600 Meter, wozu bemerkt werden muß, daß diese Mauer bei der kleinen Distanz der Querpfeiler und ihrer Verbindung mit dem ganzen Bau eine ungeheure Widerstandskraft besitzt.

Die Turbinen (gewöhnliche Jonvalturbinen) sind bei dem großen Gefälle von 11 bis 13 Metern und den veränderlichen Wasserständen als Kesselturbinen mit Zulaufrohrleitung k und mit Saugrohr p angeordnet, wobei das Lauf- und Leitrad o Tafel 72 in solcher Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel angebracht ist, daß das Laufrad beim höchsten Wasserstande gerade noch in das Unterwasser eintaucht, während das Leitrad also unter allen Umständen über dem Unterwasser zugänglich bleibt.

Der Unterwasserspiegel liegt beim hohen Wasserstande volle 5,28 Meter höher als bei kleinem Wasserstande. Beim Oberwasserspiegel beträgt die Höhendifferenz bei Hoch- und Niederwasser nur 3 Meter. Die größte Saughöhe der Turbine ist also beim kleinsten Wasserstande vorhanden und beträgt 5 Meter. Das effective Gefälle beträgt 13 Meter bei kleinem und 11 Meter bei großem Wasserstande.

Digitized by Google

Jede der 6 Turbinen consumirt bei dem Gefälle von 11 Metern eine Wassermenge von 6100 Litern per Secunde und entwickelt dabei bei 70 Prozent Wirkungsgrad eine Kraft von 630 Pferden. Es ist dabei für

$$h = 11 \text{ Meter } \sqrt{2gh} = 14{,}69 \text{ Meter.}$$

Die Berechnung der Turbinen wurde nach den auf Seite 433 aufgeführten Regeln von Redtenbacher durchgeführt, wonach sich ergiebt:

a) Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen:

$$U = 0{,}707 \sqrt{2gh} = 0{,}707 \cdot 14{,}69 = 10{,}28 \text{ Meter.}$$

b) Die Summe $\triangle$ der sämmtlichen Abflußquerschnitte des Leitrades:

$$\triangle = \frac{Q}{U} = \frac{6{,}100}{10{,}28} = 0{,}5933 \square\text{Meter.}$$

c) Der äußere Halbmesser der Turbine

$$R_1 = 1{,}38 \sqrt{\frac{Q}{U}} = 1{,}38 \sqrt{0{,}5933} = 1{,}063 \text{ Meter.}$$

d) Der innere Halbmesser der Turbine

$$= R_2 = \frac{2}{3} R_1 = \frac{2}{3} \cdot 1{,}063 = 0{,}708 \text{ Meter.}$$

e) Also der äußere Durchmesser = 2,126 Meter.
„ innere „ = 1,417 „

f) Die radiale Breite der Radcanäle = 0,355 Meter.
Der mittlere Durchmesser der Turbine = 1,772 Meter.

g) Die Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute:

$$\text{revol.} = 9{,}55 \frac{v}{R} = 9{,}55 \frac{8{,}814}{0{,}886} = 93.$$

h) Die Umfangsgeschwindigkeit am mittlern Radumfang

$$v = 0{,}6 \sqrt{2gh} = 0{,}6 \cdot 14{,}69 = 8{,}814 \text{ Meter.}$$

Diese Dimensionen sind für die Ausführung nach oben abgerundet und die Umdrehungszahl ist auf 90 reducirt worden.

Die Turbinenwelle ist mit Oberwasserzapfen L (Tafel 59 und 60) construirt und besteht daher aus einer äußern gußeisernen hohlen Turbinenwelle und einer innern feststehenden schmiedeisernen Standsäule, welche unterhalb des Laufrades durch eine Traverse G gehalten wird (an seitlicher Ausbiegung verhindert wird) und in einem am Boden der Turbinenkammer angebrachten Ständer befestigt ist.

Der Oberwasserzapfen ist abweichend von der gewöhnlich üblichen Construction als Ringzapfen construirt und aus Figur 2 Tafel 60 in größerm Maßstabe ersichtlich.

Es war nämlich bei dem bedeutenden, hier auf dem Zapfen lastenden

Digitized by Google

Drucke (durch das Eigengewicht der Welle mit Laufrad und oberm conischen Getriebsrade u Tafel 72, sowie den auf dem Laufrade ruhenden Spaltenüberdrucke) eine sehr große Auflagerfläche des Zapfens und mithin ein großer Durchmesser eines einfachen Zapfens erforderlich. Bei dem großen Durchmesser ist jedoch bei so bedeutender Umdrehungszahl ein großer Arbeitsmoment für die Zapfenreibung und somit trotz genügend großer Fläche Befürchtung wegen Heißlaufen vorhanden. Aus diesem Grunde wurde der Zapfen nach Figur 2 Tafel 60 als conischer Ringzapfen angeordnet, bei welchem sich bei gleicher Auflagerfläche das kleinstmöglichste Moment für die Reibungsarbeit ergiebt. Es wird nämlich bei diesem conischen Zapfen der mittlere von der ganzen Reibungsfläche zurückgelegte. Weg der reibenden Flächentheile am kleinsten und zwar wesentlich kleiner als bei einem cylindrischen Ringzapfen oder einem einfachen Zapfen.

Allerdings wird dieser theoretische Vortheil wieder zum größern Theil compensirt durch die unvermeidliche Unvollkommenheit und bedeutend schwierigere Instandhaltung und Auswechselung eines solchen conischen Ringzapfens.

Der eigentliche Ringzapfen e aus Stahl läuft in der 2theiligen Metallschale d, welcher von einem hohlen Raume als Oelbehälter umgeben ist. Auf jeden Ring der Zapfen hinein führen mehrere Schmierlöcher. Das Oel kann aus dieser Oelkammer bei h abgelassen werden.

Das ganze Zapfengehäuse ist auf den aufgesteckten unbeweglichen Kopf der Säule a aufgesteckt und kann nach dem Hinaufschieben der Zapfenspindel f in die Höhlung der obern Gußwelle aus dem Wellenkopfe herausgehoben werden.

Um den ganz bedeutenden Druck auf den Zapfen zu vermindern resp. theilweise aufzuheben, ist eine besondere Entlastungsvorrichtung angebracht, welche aus Figur a Tafel 72 ersichtlich ist und aus Folgendem besteht:

Unterhalb der Stelle, wo die Turbinenwelle durch den geschlossenen Turbinenkessel m geht, befindet sich an der Welle eine Platte angebracht, welche in eine in die verstärkte Welle eingedrehte Rinne eingreift. Diese Platte greift mit ihrem äußern nach oben in einen cylindrischen Kranz endenden Theil in einen am Deckel angeschraubten und zu ihr concentrischen Kranz wie in eine Stopfbüchse ein und schließt so einen Raum n ein, aus welchem durch eine Rohrtheilung t das eindringende Wasser beständig abläuft.

Die Platte bildet daher einen Kolben, auf dessen einer unteren Seite der volle Wasserdruck vom Oberwasserspiegel an (circa 7 Meter)

Digitized by Google

vorhanden ist, während auf die obere Seite kein oder nur ein geringer Druck wirkt, dessen Größe von der Vollkommenheit der Abdichtung zwischen Platte und Deckelkranz abhängt. Diese Abdichtung braucht durchaus nicht so vollkommen zu sein, weil das durchdringende Wasser sogleich aus dem Raume n abfließt und ist in der nöthigen Weise nicht schwierig zu erstellen, es genügt, wenn die Platte ohne weiteres Dichtungsmaterial in den Kranz gut passend eingedreht ist.

Es ist selbstverständlich, daß die Platte sich nicht im Dichtungskranze dreht, sondern ruhig in demselben liegt, so daß die Turbinenwelle sich in der Platte dreht. Durch den Druck des Wassers auf die untere Seite der Platte wird die letztere in dem Dichtungskranz nach oben gedrückt und pflanzt sich dieser Druck auf die Turbinenwelle fort, welche so mehr oder weniger entlastet wird.

Die Platte reibt sich hierbei in der Ringnuthe der Welle.

Im Deckel des Turbinenkessels m ist ein Lager für die Turbinenwelle und unmittelbar über dem Oberwasserzapfen ein zweites solches angebracht.

Die Kraft wird von der verlängerten Turbinenwelle durch ein conisches Räderpaar u und w auf die horizontale Welle y übertragen, auf welcher die beiden Seilscheiben z von $5^1/_2$ Meter Durchmesser sitzen.

Zwei Drahtseile von 35 Millimeter Dicke übertragen die Kraft auf circa 200 Meter Distanz.

Dieser ganze Hauptantrieb aller 6 neben einander aufgestellten Turbinen ruht auf den Gewölben, welche die Turbinenkammern überdecken. Er ist mittelst sehr starker Hohlgußgestelle auf diesen Gewölben gelagert, wie denn diese ganze Transmissionsanlage eine der großartigsten ist, die es giebt. Diese Anlage befindet sich unter freiem Himmel ohne Eindachung, so wie Tafel 72 sie darstellt.

Die Drahtseile führen zunächst über 2 in bedeutender Höhe über dem Turbinenvorgelege befindliche Leitrollen und von den letztern über mehrere Zwischenstationen bis auf eine Entfernung von über 600 Metern fort. Die Seilscheiben von $5^1/_2$ Meter Durchmesser machen 70 Umdrehungen in einer Minute, was einer Geschwindigkeit des Seiles von 20 Metern per Secunde entspricht. Die Drahtseile haben 34 Millimeter Durchmesser und werden durch die Uebertragung von 600 Pferden mit 5 Kilogramm Umfangskraft per □Millimeter Eisenquerschnitt oder durch eine maximale Bewegungsspannung von 10 Kilogramm per □Millimeter in Anspruch genommen, wenn man nur 1 Seil von der angegebenen Dicke annimmt. Bei 2 Seilen derselben Dicke wird die Inanspruchnahme durch die Kraftübertragung 5 Kilogramm per □Millimeter Eisenquer-

Digitized by Google

schnitt, wobei noch die Biegungsspannung mit circa 10 Kilogramm hinzukommt, so daß bei 2 Seilen die totale Spannung per □Millimeter circa 15 Kilogramm erreicht.

Ein wichtiger Theil der Turbinenanlage ist die Regulirung des Motors und ist diese letztere hier besonders sorgfältig ausgeführt. Jede Turbine hat einen besondern Regulator, dessen Contrewelle von der Turbinenwelle aus direct durch einen halbgeschränkten Riemen in Betrieb gesetzt wird und welcher auf die in der Rohrleitung angebrachte Drosselklappe und auf die Einlaufschütze wirkt.

Da jedoch die Bewegung dieser Klappen von 2,600 Meter Durchmesser einen bedeutenden Kraftaufwand erheischt, ist eine besondere kleinere Turbine aufgestellt, welche eine sich neben allen 6 Turbinen hinziehende Transmissionswelle in continuirliche Umdrehung versetzt und durch eine sinnreiche Anordnung den Regulirklappen und Einlaufschützen der Motoren die Bewegung ertheilt, wobei der Regulator nur insofern mitwirkt, als er die beständig in derselben Richtung stattfindende Bewegung der Transmissionswelle der Regulirturbine und der eigentlichen Regulirwelle je nach Erforderniß in demselben Sinne oder in entgegengesetzter Richtung wirksam macht, d. h. die Klappe und die Schütze der entsprechenden Turbine öffnet oder schließt oder auch in ihren Stellungen verbleiben läßt.

Begreiflicherweise ist eine so bequem eingerichtete vollständige Regulirung eine ziemlich complicirte Sache, welche viele Vermittlungsorgane erheischt, deren Zusammenhang nicht ohne Inanspruchnahme der Geduld des Lesers erläutert werden kann.

Der ganze Regulirmechanismus zerfällt in drei Abtheilungen oder verschiedene Zwecke, welchem derselbe dienen soll und zwar a) in die eigentliche Vorrichtung zum Reguliren der Turbine resp. der Geschwindigkeit der Transmission. b) in die Vorrichtung zum Abstellen und Ingangsetzen der großen Turbinen mittelst der kleinen Regulirturbine. c) in die Vorrichtung zum Abstellen der großen Motoren durch die kleine Turbine im Falle eines Drahtseilbruches. Wir wollen im Nachstehenden diese verschiedenen Vorrichtungen etwas näher betrachten.

a) Eigentliche Regulirvorrichtung zur Constanterhaltung der Geschwindigkeit der Turbine und Transmission.

Wie bereits erwähnt, ist bei jeder Turbine ein direct von der Turbinenwelle aus angetriebener Regulator angebracht, und ist deren Aufstellung deutlich aus den Tafeln 59 und 60 zu entnehmen. Der von der Turbinenwelle aus angetriebene Contrearbre n treibt mittelst eines Riemens die Antriebscheibe r des Centrifugalregulators x und

Digitized by Google

durch einen zweiten Riemen den Conus s, welcher lose auf der obern Welle des Regulators läuft und an welchem eine breite Riemenscheibe angegossen ist. Von diesem Conus aus, dessen Bewegung mithin unabhängig ist von derjenigen der eigentlichen verticalen Welle des Regulators, wird durch einen Riemen die Bewegung auf die untere Regulirwelle übertragen, auf welcher drei Riemenscheiben angebracht sind. Die mittlere dieser drei Riemenscheiben ist lose auf der Welle und auf derselben befindet sich der Riemen, wenn die Regulatorkugeln sich in ihrer mittlern Stellung befinden, d. h. wenn die Turbine die richtige Anzahl Umdrehungen macht. Läuft dagegen die Turbine zu langsam, so sinken die Regulatorkugeln und vermitteln durch einfaches Niederdrücken einer excentrischen auf der Regulatorwelle sitzenden in Feder und Nuth laufenden Scheibe die Verschiebung des Riemens auf die äußere Riemenscheibe, welche auf der horizontalen Regulirwelle festgekeilt ist.

Da auf dieser Welle auch ein conischer Kolben befestigt ist, welcher in das auf der verticalen nach abwärts abzweigenden Regulirwelle sitzt, so dreht sich diese letztere Welle und zwar so, daß bei dieser Drehungsrichtung die Drosselklappe der Turbine aufgemacht und der letztern mehr Wasser zugeführt (oder die durch die Klappe bewirkte theilweise Gefällsverminderung aufgehoben) wird.

Läuft dagegen die Turbine zu schnell, so steigen die Regulatorkugeln in die Höhe, heben die erwähnte excentrische Scheibe und vermitteln so die Verschiebung des Riemens auf die innere Riemenscheibe, welche wie die mittlere ebenfalls lose auf der Welle sitzt. Da jedoch an ihr ein ebenfalls in das auf der vertical abzweigenden Welle befestigte conische Rad eingreifender conischer Kolben angegossen ist, so wird nun diese Welle in entgegengesetzter Richtung in Umdrehung gesetzt und zwar so, daß die Drosselklappe der Turbine mehr geschlossen wird, bis die normale Geschwindigkeit der Turbine wieder eingetreten ist.

Das Oeffnen und Schließen der Drosselklappe von der vertical abwärts abzweigenden Regulirwelle aus geschieht mittelst Frictionsconusse, conisches Getriebe und doppeltes Schneckengetriebe nach der aus den Zeichnungen ersichtlichen Weise.

Da beim Schließen der Drosselklappe der Fall eintreten könnte, daß die Klappe schon ganz geschlossen ist, während die Hülfsturbine die Klappe noch weiter zu schließen strebt, wobei ein Bruch irgend eines Bestandtheiles eintreten würde, so muß eine selbstwirkende Auslösvorrichtung angebracht sein, welche den Regulator auskehrt, sowie die Klappe ihre ganz geschlossene Stellung erreicht hat.

Digitized by Google

Diese Auslösvorrichtung ist auf den Tafeln 59 und 60 ersichtlich; obwohl die Zeichnung den Zusammenhang aller Organe, welche an der Vermittlung dieser Bewegungen participiren, nicht vollständig erkennen läßt. Es ist nämlich an der Achse der Drosselklappe eine Kurbel k angebracht, welche durch eine Zugstange o so mit einem Winkelhebel in Verbindung ist, daß der eine Schenkel dieses Hebels bei nahezu geschlossener Drosselklappe gegen das untere Ende der verticalen Stange g anstößt, und diese Stange bei weiterschreitender Bewegung aufwärts drückt, wobei der Regulator eingekehrt, d. h. in solche Stellung gedrückt wird, so daß nun auch das Regulirgetriebe nicht weiter auf die Klappe einwirken kann.

b) Anlassen und Abstellen der Turbine. Dasselbe geschieht, wie bereits bemerkt, durch eine besondere kleine Regulirturbine (Tafel 59), welche in einem geschlossenen Mantel A_2 angebracht ist und das Aufschlagwasser wie die andern Turbinen durch eine Rohrleitung erhält. B_2 ist das Saugrohr dieser Turbine. Die Uebertragung der Betriebskraft erfolgt mittelst dreier conischer Räder mit dazwischen liegender Klauenkupplung auf die bereits früher erwähnte Längentransmission w_1 w_2, welche sich der ganzen Länge des Turbinenhauses hinzieht und auf folgende Weise mit den Einlaufschützen der Turbinen, sowie auch mit den Drosselklappen der letztern in Verbindung gesetzt werden kann.

Die conischen Räder auf der Längswelle w_1 w_2, welche von der Regulirturbine oder Hülfsturbine angetrieben werden, sitzen lose auf der Welle und sind auf ihrer innern Seite mit Klauen versehen, mit welchen die dazwischen liegende verschiebbare Klauenkupplung y nach Belieben in Eingriff gebracht werden kann.

Ist die Kupplung, welche mittelst einer horizontalen Schiene m verschoben werden kann, mit dem einen Rade in Eingriff, so läuft die Welle w in der Richtung zum Abstellen der Turbine und zwar dreht sich die Welle beim normalen Gange der Turbine beständig in dieser Richtung zum Abstellen.

Soll nun die Turbine abgestellt werden, so wird durch Heben des Griffes g Tafel 59 die Schneckenwelle p Tafel 60 mit der Transmission w in Verbindung gebracht, so daß die Drosselklappe der Turbine sich öffnet. Durch das Heben des Griffes g wird gleichzeitig die Welle p außer Eingriff mit der vom Regulator abzweigenden verticalen Regulirwelle gebracht. Dieser Wechsel des Eingriffes der Welle p von der verticalen Regulirwelle mit der Welle w_1 w_2 wird mittelst 2 Frictionsconus hervorgebracht.

Digitized by Google

Soll die Turbine in Gang gesetzt werden, so wird ebenfalls das Hebelende g gehoben, die Welle p mit derjenigen w_1 w_2 in Eingriff gebracht, vorher wird jedoch durch die Schiene m die Kupplung bei y verschoben, so daß sie mit dem andern Rade in Eingriff ist und die Welle w_1 w_2 sich nun in der Richtung zum Aufmachen der Klappen und Schützen dreht.

Beim Abstellen der Turbine, also beim Schließen der Drosselklappe würde die Welle w w_2 (oder die Hülfsturbine) auch in geschlossenem Zustand der Klappe noch fortfahren, die Klappe zu schließen, wobei ein Bruch irgend eines Organes eintreten mußte, da man vom Arbeiter unmöglich erwarten kann, daß er immer genau im richtigen Momente die Welle w zum Stillstand bringen könne, was auch wegen der übrigen Turbinen (deren Klappen mit derselben Welle w in Verbindung stehen) nicht geschehen dürfte. Die Welle w muß vielmehr fortfahren sich in derselben Richtung zu drehen und es muß somit eine selbstthätige Auslösvorrichtung vorhanden sein, welche bei nahezu geschlossener Drosselklappe die Verbindung zwischen der Welle p und derjenigen w_1 w_2 aufhebt.

Diese Vorrichtung besteht aus den bereits betrachteten Organen k . 0 . 9.

Nach dem Anlassen der Turbine wird der Hebel bei g wieder gesenkt, die Verbindung von w_2 und p dadurch wieder aufgehoben und p mit der verticalen Regulirwelle in Verbindung gebracht, so daß nun die Klappe unter dem Einflusse des Regulators steht. Diese Manipulation geschieht jedoch erst wenn die Einlaufschütze der Turbine geöffnet ist.

c) Schließen der Turbine bei einem Seilbruch. Der Regulator ist mit dem Hebel g, welcher den Wechsel in der Verbindung der Wellen p und w einerseits und p und der verticalen Regulirwelle anderseits bewirkt, so in Verbindung gesetzt, daß g beim Brechen eines Seiles oder Rades und dergl. (in welchem Falle die Turbine eine gar zu große Geschwindigkeit annehmen würde) vom Regulator gehoben und die Verbindung zwischen Regulator und der Welle p aufgehoben wird, wodurch jedoch p gleichzeitig in Eingriff mit der Welle w gelangt, die, wie bereits erwähnt, während dem Gange der Turbinen in der Richtung zum Abstellen läuft und sowohl Schütze als Drosselklappe der Turbine schließt. Auch hier kommt bei nahe geschlossener Drosselklappe die selbstwirkende Auslösvorrichtung k . 0 . 9 u. s. w. zur Wirkung.

Das Oeffnen und Schließen der Einlaufschützen geschieht nach Obigem jederzeit durch die Welle w_1 w_2.

Wie Tafel 72 erkennen läßt, bewegen sich die Einlaufschützen g in

Digitized by Google

in eisernen Rahmen und werden durch Zahnstange und Kolben gehoben und gesenkt, wobei die Schützen durch an Ketten hängende Gegengewichte ausbalancirt sind.

Die in die Zahnstangen eingreifenden Kolben stehen durch je eine Querwelle und einen selbstwirkenden Auslösapparat mit der Welle w in Verbindung.

Turbinen für Kleinindustrie.

Von Theodor Bell u. Co. in Kriens (Schweiz).

Vortheile der Turbinen gegenüber den Kolbenmaschinen. Mehr und mehr ist es in neuerer Zeit üblich geworden, bei der Anlage der städtischen Wasserleitungen auf die Abgabe von Wasser zur Entwickelung von Betriebskraft für die kleinindustriellen Gewerbe Rücksicht zu nehmen und zwar werden derartige Wasserleitungen nicht nur in größern Städten, sondern gegenwärtig allgemein auch in Städtchen und Dörfern zur Ausführung gebracht.

Bekanntlich sind für die Ausnutzung dieser kleinindustriellen Kräfte bisher mit wenigen Ausnahmen die sogenannten Kolbenmaschinen (Schmid'schen Wassermotoren) in Anwendung gebracht worden, welche im Wesentlichen wie eine Dampfmaschine eingerichtet sind, mit dem Unterschiede, daß statt des Dampfes Wasser von hohem Drucke zum Betriebe verwendet wird. Natürlich ist bei diesen Motoren die Zuführung und Ableitung des Wassers zu und von dem Arbeitscylinder entsprechend construirt, d. h. möglichst rationell angeordnet und dimensionirt, um Verluste an lebendiger Kraft des Wassers soviel als möglich zu vermeiden.

Nichtsdestoweniger leiden diese Kolbenmotoren an großen Uebelständen, welche in dem Principe der Maschine an und für sich begründet sind und durch keine denkbare Construction oder Verbesserung beseitigt werden können. Der wesentlichste dieser unvermeidlichen Uebelstände besteht darin, daß eine solche Kolbenmaschine gleich viel Wasser verbraucht, ob sie eine größere oder kleinere Kraft zu entwickeln hat, d. h. die Maschine ist bezüglich des Wasserverbrauches durchaus nicht regulirbar, weil die Umdrehungsgeschwindigkeit jederzeit dieselbe bleiben muß.

Zwar giebt es Gewerbe, bei welchen die zu betreibenden Apparate oder Vorrichtungen nach Belieben, d. h. je nach der gewünschten Production, langsamer oder schneller arbeiten können; allein diese Fälle sind äußerst selten und bilden somit Ausnahmen von der allgemeinen Regel,

Digitized by Google

lant welcher eine jede Arbeitsmaschine eine gewisse gleichbleibende Geschwindigkeit haben muß, wenn sie mit Vortheil arbeiten soll.

Wenn nun eine solche Kolbenmaschine z. B. für eine Kraft von 4 Pferden gebaut ist, so ist dieselbe allerdings mit einem Regulator versehen, d. h. sie kann je nach Bedürfniß auch nur 1 oder 2 HP entwickeln; allein sie verbraucht dabei, so lange sie überhaupt gleich schnell laufen muß, auch gleich viel Wasser, wie wenn sie 4 HP leisten müßte.

Damit die Maschine überhaupt laufen kann, muß das Wasser beständig auf den Kolben drücken und es muß der Raum vor dem Kolben daher immer mit Wasser angefüllt sein. Der Wasserverbrauch ist deshalb für eine bestimmte Umdrehungsgeschwindigkeit gleich groß, ob die Maschine ihre volle Kraft oder nur einen kleinen Bruchtheil derselben entwickelt.

Der Regulator wirkt wohl auf eine Drosselklappe oder ein nach gleichem Principe wirkendes Drosselventil ein; allein durch diese beiden wird nur der Durchgangswiderstand vermehrt, d. h. es werden die schädlichen Nebenhindernisse künstlich vergrößert, ohne daß deshalb weniger Wasser durch die Maschine fließt. Es wird somit bei dieser Kolbenmaschine durch den Regulator nur die eigentliche Triebkraft des Wassers todtgemacht und verhält sich die Sache gerade so, als ob man eine Bremse auf die Maschine einwirken lassen würde, um die von derselben entwickelte Kraft zu vermindern.

Wenn nun das zum Betriebe der Maschine erforderliche Wasser nicht bezahlt werden muß, so hat der oben gerügte Uebelstand freilich keinen Nachtheil im Gefolge, wo dagegen das Wasser, wie meistens der Fall, seinem Volumen nach bezahlt wird, ist die Kolbenmaschine ausschließlich da vortheilhaft zu verwenden, wo die zu entwickelnde Kraft jederzeit gleich groß ist.

Wo aber, wie dies bei kleinindustriellen Gewerken meist der Fall ist, heute eine kleinere und morgen wieder eine größere Kraft zum Betriebe nothwendig ist, da ist die Kolbenmaschine als ein sehr wenig vortheilhafter Motor zu bezeichnen.

Ein fernerer wesentlicher und besonders für die das Wasser liefernden Gesellschaften sehr nachtheiliger Uebelstand der Kolbenmaschinen besteht in der großen Empfindlichkeit solcher Motoren gegen unreines und namentlich sandhaltiges Wasser.

Man kann sich an vielen Orten davon überzeugen, daß die Kolben solcher rasch laufenden Maschinen alle paar Wochen reparirt und frisch eingeschmirgelt werden müssen, wenn die Maschine einigermaßen leistungsfähig bleiben und nicht sehr viel Wasser nutzlos consumiren soll.

Digitized by Google

Von allen derartigen Uebelständen sind die Turbinen als Motoren für die kleinindustriellen Gewerbe vollständig frei und sind außerdem wesentlich billiger. Aus diesem Grunde hat die oben genannte Firma an Stelle der Kolbenmaschinen für die kleinindustriellen Gewerbe Turbinen eingeführt, welche alle Vortheile in sich vereinigen, die man von einem Motor verlangen kann:

1) Geringer Preis; 2) vorzügliche Leistungsfähigkeit bei theilweiser sowohl als bei voller Inanspruchnahme der maximalen Kraftleistung; 3) Bestandtheile, deren Abnutzung die Leistung nennenswerth beeinträchtigt, sind gar keine vorhanden; 4) sandhaltiges Wasser wie überhaupt Unreinigkeiten verschiedener Art sind ohne Nachtheil für den Motor, so lange dieselben nicht so groß sind, daß sie die Turbinencanäle verstopfen, wogegen man sich leicht durch Rechen oder Siebe schützen kann. Der Hauptvortheil der Turbinen gegenüber den Kolbenmaschinen besteht in der vollkommen richtigen Regulirbarkeit der ersteren. Wenn eine für eine maximale Kraft von 6 Pferden construirte Turbine bei einem Gefälle von 100 Metern eine Wassermenge von 6 Litern per Secunde consumirt, so braucht dieselbe für eine Leistung von 3 Pferden nur 3 Liter Wasser per Secunde.

Das verbrauchte Wasserquantum ist daher bei der Turbine der entwickelten Kraft (mit sehr weiten Grenzen) proportional, wobei die Turbine jederzeit genau mit derselben Geschwindigkeit läuft, jedoch ebensogut um 10 Procent schneller oder langsamer laufen kann, ohne daß dieß den Wirkungsgrad um mehr als einige Procente schädigt. Infolge dieser vortheilhaften Eigenschaften wird die Turbine die Kolbenmaschine nach und nach unzweifelhaft verdrängen.

Turbine für ganz kleine Kräfte von $^1/_2$ bis 10 HP bei einem Gefälle von 50 bis 120 Metern. Die Figur 1 und 2 auf Tafel 43 stellen die Turbine in $^1/_8$ der wirklichen Größe im Längenschnitt und Querschnitt dar. Die auf einer gußeisernen gemeinschaftlichen Fundamentplatte gelagerte Turbine hat einen äußern Durchmesser des Laufrades von 570 Millimetern für eine Kraftleistung von $^1/_4$ bis 3 Pferden, dagegen von 750 Millimetern für eine effective Leistung von 3 bis 10 Pferden. Die lichte Breite des Einlaufcanales ist im ersteren Falle 25 Millimeter, im letzteren dagegen 30 Millimeter. Das Laufrad hat im ersteren Falle 50, im letzteren dagegen 70 Schaufeln.

Das Wasser wird dem Leitapparate durch Leitungen von 65 bis 150 Millimeter lichter Weite zugeführt und es ist bei beiden Turbinen nur 1 Leitcanal vorhanden, welcher auf die denkbar einfachste Weise weiter oder enger gestellt werden kann. Die hierzu angewendete Vorrichtung

Digitized by Google

besteht aus einem einfachen radial beweglichen Bauchschieber, dessen Oeffnung und Schließung durch Schraubengewinde mittelst Schnecke und Rad bewerkstelligt wird.

Das Laufrad ist mit einem Mantel aus Eisenblech umgeben, welcher das Umherspritzen des Wassers verhindert, so daß die Turbine in jedem Locale oder jeder Werkstätte aufgestellt werden kann.

Selbstverständlich arbeitet die Turbine mit freier Abweichung, und es findet der Luftzutritt zu den Radcanälen nicht durch seitliche Oeffnungen, sondern von innen statt, zu welchem Zwecke die lichte Breite der Radcanäle an der Eintrittsstelle wesentlich größer ist, als er zur bloßen Aufnahme des Wasserstrahles eigentlich sein müßte.

Die Turbinen werden in zwei verschiedenen Anordnungen ausgeführt; die eine Anordnung mit verlängerter Welle für Riemenscheibe gilt für die Fälle, wo die Turbine außerhalb des Arbeitsraumes aufgestellt wird; die andere hat eine längere Fundamentplatte und ist bei derselben die Riemenscheibe zwischen 2 Lagerständern so angebracht, daß alles auf derselben Platte angebracht eine leicht transportable Maschine bildet.

Die kleinere Nummer der Turbine macht bei einem Gefälle von 100 Metern 500 bis 550 und die größere Nummer bei demselben Gefälle 400 bis 450 Umdrehungen in einer Minute.

Der Preis für die kleinere Nummer ist 550 Francs, für die größere Nummer 900 Francs.

Einen solchen Motor nach der größern Nummer zeigt Tafel 79 mit completem Regulator versehn, welch letzterer mitten auf dem hier gußeisernen Gehäuse der Turbine angebracht ist.

Der direct von der Turbinenwelle aus angetriebene Regulator bewirkt die Verschiebung zweier conischen Scheiben, welche eine horizontale Welle je nach der Umdrehungszahl der Turbine bald in dieser, bald in jener Richtung in Umdrehung setzen. Von dieser Welle aus wird die horizontale Schneckenwelle des Turbinenschiebers durch einen Riemen in Bewegung gesetzt. Der Regulator ist mit selbstwirkender Auslösvorrichtung versehn und auch mit Handgetriebe und Indicator ausgerüstet.

Turbine für etwas größere Kräfte bis zu 30 Pferden.

Eine einzige Oeffnung des Leitapparates würde für Kräfte dieser Größe nicht mehr genügen, indem hier die pro Secunde verbrauchte Wassermenge je nach dem Gefälle bis auf 50 Liter steigt. Es sind deshalb 5 Leitcanäle von 11 Millimeter normaler Weite und 30 Millimeter lichter Breite angebracht, welche durch einen Bogenschieber in beliebiger Anzahl geöffnet oder geschlossen werden können. Die Regulirung ist daher auch hier eine vollkommen correcte. Die Bewegung des

Digitized by Google

Schiebers, welch letzterer von Metall angefertigt wird, erfolgt hier einfach durch einen kräftigen Hebel mit Indicatorvorrichtung und Stellschraube.

Auch bei diesem Motor erfolgt die Uebertragung der Kraft durch einen Riemen von der gut gelagerten Turbinenwelle aus.

Bei der vorliegenden Nummer des Motors ist die erforderliche Weite der Zuleitung 150 bis 250 Millimeter. Die Ventilation des Laufrades erfolgt auch hier von innen. Der Durchmesser des Laufrades ist 900 Millimeter, die lichte Breite der Leitcanäle 30 Millimeter, der Radcanäle am Eintritt 40 bis 50 Millimeter und am Austritt 140 Millimeter.

Für sehr sandhaltiges Wasser bei Gefällen über 80 Meter ist es nothwendig, das Laufrad von Metall anzufertigen, indem bei so großer Durchflußgeschwindigkeit Gußeisen durch Sand bald ausgefressen wird.

Doch hält auch ein gußeisernes Rad bei sehr stark sandhaltigem Wasser mindestens zwei Jahre aus.

Bei sandhaltigem Wasser wird nur der eigentliche Radkörper aus Metall angefertigt. Nabe und Armkreuz von Gußeisen ist aufgeschraubt.

Dieser Motor stellt sich im Preise auf 1800 Francs.

120pferdige Girardturbine.

(Von U. Rietmann in Netstall. Schweiz.)

Die Turbine ist für ein Gefälle von 12 Metern und eine maximale Wassermenge von 1080 Litern per Secunde construirt, welche jedoch bis auf 240 Liter per Secunde abnimmt. Die Leitung des Motors ist 28 bis 130 Pferde.

Die Turbine selbst ist auf den Tafeln 38 und 39 dieses Bandes in $^1/_{20}$ der wirklichen Größe abgebildet, während die Disposition der ganzen Anlage auf Tafel 29 des ersten Bandes enthalten ist, auf welche letztere Tafel daher hier zurückverwiesen werden muß.

Auf Tafel 29 Band I. ist die Fassung und Leitung des Wassers im Grundriß und Längenschnitt in $^1/_{100}$ der wirklichen Größe dargestellt, wie dieselbe im Jahre 1873 für die Firma J. Pays & Söhne in Vernayez (Schweiz) ausgeführt worden ist. Da diese Anlage eine ziemlich vollständige ist und als interessantes Beispiel dient, soll dieselbe im Nachfolgenden ausführlicher beschrieben werden.

Die ziemlich constante Wassermenge eines Wasserfalles, des Pissevache, wird unmittelbar an der Stelle des Niedersturzes, wo die Ge-

Digitized by Google

walt des Wassers ein tiefes Becken in dem Steingerölle ausgewaschen hat, mit einem steinernen Damme eingefaßt und dadurch der Wasserspiegel gestaut und ein bedeutendes Wasserquantum in diesem halb natürlichen und halb künstlichen Teiche gesammelt.

Das Wasserquantum per Secunde, welches zur Benützung aus diesem Reservoir in einem Canal geführt wird, beträgt 1,2 Cubikmeter und wird durch eine Regulirschütze bestimmt. Der Canal zieht sich eine Strecke dem vorhandenen Bergabhange nach und übergiebt das Wasser dem Gerinne oder hölzernen Canale A, von welchem nur noch das letzte, am höchsten über dem Boden liegenden Ende in der Zeichnung ersichtlich ist.

Das Gerinne hat 1,70 Meter Breite im Licht und 1 Meter Höhe bei 0,70 Meter Wassertiefe. Seine Höhe über dem Boden beträgt am Ende 5 Meter und vermindert sich dieselbe gegen die Wasserfassung zu auf Null.

An der Stelle, wo das Gerinne das Wasser der Rohrleitung h g übergiebt, befindet sich das Reservoir f e von 3×3 Meter Länge und Breite bei 2,300 Meter Tiefe, und zwar in einem Wasserhause M N angebracht, in welchem der Arbeiter beschäftigt ist (und sich beständig aufhält), welcher das Stellen der Schütze C_1 und das Reinigen der Rechen zu besorgen hat. Ein im Canale der Rohrleitung angebrachter Glockenzug führt vom Etablissement in den Wasserthurm und giebt dem Arbeiter die Zeichen zum Oeffnen und Schließen der Schütze. Das Reservoir e besteht aus Holz und das gußeiserne Mundstück g der Rohrleitung mündet mit einer trichterförmigen Erweiterung in dasselbe, so daß die Contraction eine sehr geringe ist. Rings um die Einlauföffnung in die Rohrleitung und von dieser bis an die Decke des Kastens reichend ist ein cylindrischer Rechen f angebracht, dessen Stäbe von 0,008 Meter Dicke und 0,040 Meter Breite Zwischenräume von 0,025 Meter zwischen sich lassen und alle Unreinigkeiten, Aeste, Laub u. dgl. aufhalten, welche durch den bei d zwischen e und C_1 angebrachten ersten Rechen d durchgegangen sind. Die Stäbe dieses Rechens lassen ebenfalls Zwischenräume von 0,025 Meter zwischen sich frei. Beide Rechen verursachen einen Gefällverlust von zusammen 0,050 Meter, welche Wassersäulenhöhe erforderlich ist, um das Wasser durch die Verengung des Querschnittes durch die Rechenstäbe hindurchzupressen. Vor dem Eintritt des Gerinnes A in das Sammelreservoir oder den sogenannten Wasserkasten e befindet sich im Canale eine Vertiefung C_1 angebracht, an deren Seitenwand eine Leerschütze C_1 angebracht ist, welche zum Ablassen des sämmtlichen Betriebswassers in den Leerlaufcanal E F dient. Sowie die

Digitized by Google

Schütze aufgezogen wird, fließt das Wasser durch das kurze Gerinne r aus dem Kasten C_1 nach der Oeffnung E hin, welche bis auf das Niveau des Leerlaufcanales K hinunter reicht und durch 0,90 Meter dicke Mauern umfaßt ist.

Das Einlaufstück g der Rohrleitung von 0,900 Meter lichter Weite ist mit einem Fuße versehn und ruht auf einer gut fundamentirten starken gußeisernen Säule, hängt also nicht am Boden des Wasserkastens, sondern bildet vielmehr die Hauptstütze desselben.

Die Rohrleitung ist aus eisenblechenen Rohren von $4^1/_2$ Millimeter dickem Bleche mit gußeisernen Flantschen zusammengesetzt. Die einzelnen Rohrstücke sind alle gerade und geht die verticale Eintrittsrichtung des Wassers zunächst durch den Rohrkrümmer G von 1,20 Meter Krümmungshalbmesser und fernerhin durch die zwischen die einzelnen Rohrstränge gelegten Keilflantschen e_2 in die horizontale Richtung über, mit welcher das Wasser der Turbine (System Girard) i zufließt.

Die Rohrleitung befindet sich in einem zugedeckten Canale I aus 0,60 Meter dicken Mauern. Seine Tiefe ist 1,70 Meter und die Rohrstränge ruhen auf den gußeisernen Trägern 2, von denen je 3 einen Strang unterstützen. Diese Rohrfüße verhindern die directe Berührung der Rohrleitung mit dem Boden des Canales.

Die Länge der Rohrleitung vom Wasserhause bis zur Turbine beträgt 100 Meter und stellt die Zeichnung den horizontalen Theil derselben abgebrochen (verkürzt) dar.

Der Motor, welchem das Wasser zugeführt wird, ist eine Girard'sche Partialturbine mit Ausfluß auf 2 einander gegenüberliegenden Vierteln des Umfanges. Dieselbe ist regulirbar mit 2 sogenannten Kreis- oder Schmetterlings-Schiebern, außerdem wirkt aber noch ein Regulator auf eine Drosselklappe i_2 ein, welche im Einlaufstück in den Turbinencylinder i angebracht ist. Durch die Räder n, k, l wird die entwickelte Arbeit auf die Haupttransmission m übertragen.

Die Nutzleistung des Motors beträgt 75 %. Derselbe hat 1,2 Meter mittlern Durchmesser.

p ist der Ablaufcanal (aus der Wasserstube R) von 3 Meter Breite und 0,60 Meter Wassertiefe.

Im Nachstehenden sollen nun als Beispiel die Gefällverluste der ganzen Anlage, sowie die resultirende Nutzleistung des Motors berechnet werden.

Zu diesem Zwecke müssen die Hauptdimensionen hier kurz zusammengestellt werden. Es ist:

Digitized by Google

die Wassermenge in Secunden, welche dem Motor zugeführt werden soll, in Cubikmetern $Q = 1{,}2$;
das vorhandene totale Gefälle $h = 12$ Meter;
Länge der Rohrleitung $l = 100$ Meter
Durchmesser der Rohrleitung $d = 0{,}90$ Meter } $\frac{l}{d} = 111$;
Canalbreite = 1,70 Meter;
Canaltiefe = 0,70 Meter;
Länge des Canales = 50 Meter.

Soll nun zunächst der durch das Gerinne verursachte Gefällverlust bestimmt werden, so ist die Geschwindigkeit des Wassers in demselben

$$= \frac{1{,}2}{1{,}7 \times 0{,}7} = 1 \text{ Meter.}$$

Nun ist ferner, wenn das erforderliche Gefälle nach der Humphrey-Abbot'schen Formel berechnet werden soll,

$$b = \frac{0{,}285}{\sqrt{D + 0{,}457}} = \frac{0{,}285}{\sqrt{0{,}70 + 0{,}457}} = 0{,}266,$$

$$z = v + 0{,}167 \sqrt{b}\ \sqrt{v} = 1 + 0{,}167 \sqrt{0{,}266}\ \sqrt{1} = 1{,}086,$$

und es wird nun das per 1 Meter Canallänge erforderliche Gefälle

$$s = \left\{\frac{(p + w) \,.\, z^2}{60 \,.\, a}\right\}^2 = \left\{\frac{(3{,}1 + 1{,}7)\ 1{,}086^2}{60 \times 1{,}2}\right\}^2 = 0{,}0064 \text{ Meter.}$$

Das totale Gefälle des Canales von 50 Meter Länge wird demnach . . . . . $50 \times 0{,}0064 = 0{,}320$ Meter.
Der Gefällverlust bei der Einlaufschütze am Canalanfange ist . . . . . $= 0{,}100$ „
Der Gefällverlust durch die beiden Rechen d und f ist wie bereits erwähnt . . . . . $= 0{,}050$ „
Also der totale Gefällverlust bis zum Rohreintritt . $= 0{,}470$ Meter.

Nun ist bei dem Durchmesser der Rohrleitung von 0,90 Meter deren Querschnitt = 0,636 Quadratmeter und daher die Geschwindigkeit des Wassers in derselben $= \frac{Q}{F} = \frac{1{,}2}{0{,}636} = 1{,}88$ Meter.

Es wird daher nach Darcy das per 1 Meter Rohrlänge erforderliche Gefälle

$$I = \frac{b_1}{R} U^2,$$

und der Werth von $\frac{b_1}{R}$ für 0,90 Meter Durchmesser der Rohrleitung

$$= 2 \times 0{,}001158 = 0{,}002316,$$

Digitized by Google

also

$$I = 0{,}002316\, U^2 = 0{,}002316 \times 1{,}88 = 0{,}0081 \text{ Meter}$$

und das totale Gefälle der Rohrleitung von 100 Meter Länge

$$= 0{,}81 \text{ Meter.}$$

Es beträgt nun weiter der Gefällverlust beim Eintritt in das Rohr

$$= k\frac{v^2}{2g} = 0{,}2\frac{v^2}{2g}$$

und der Verlust durch die Geschwindigkeit v des Durchflusses

$$= \frac{v^2}{2g}$$

Diese beiden Verluste betragen zusammen

$$1{,}2\frac{v^2}{2g} = 1{,}2\frac{1{,}88^1}{2 \times 9{,}81} = 0{,}21 \text{ Meter.}$$

Der durch die beiden Rohrkrümmer und die Keilflantschen verursachte Gefällverlust ergiebt sich bei der Berechnung zu 0,15 Meter.

Es ist somit der Gefällverlust

1) im Canale von 50 Meter Länge	= 0,320	Meter,
2) bei der Einlaufschütze am Canalanfang . .	= 0,100	„
3) durch die beiden Rechen	= 0,050	„
4) durch die Rohrleitung	= 0,810	„
5) beim Eintritt in die Rohrleitung	= 0,210	„
6) durch Ablenkung	= 0,150	„
Summe sämmtlicher Gefällverluste	= 1,640	Meter.

Die Höhe des Unterwasserspiegels ist constant und konnte daher die Turbine als reine Girardturbine nahe über dem Unterwasser placirt werden.

Der Motor ist als Partialturbine mit Ausfluß des Wassers auf zwei einander diametral gegenüberliegenden Segmenten, von welchen jedes 8 Leitcanäle hat. Es sind daher zusammen 16 Leitcanäle von 42 Millimeter normaler Weite und 150 Millimeter lichter Breite (an der Austrittstelle) vorhanden, wobei die Summe der normalen Ausflußquerschnitte 0,1008 □Meter beträgt.

Die untere lichte Breite der Radcanäle ist 350 Millimeter, die Höhe des Laufrades 180 und diejenige des Leitrades 150 Millimeter.

Tafel 38 (dieses Bandes) läßt die innere Construction der Turbine erkennen. Das Leitrad ruht auf einem Tragkranze F, welcher auf 4 Säulen ruht.

Der Kessel oder Mantel der Turbine ist aus Gußeisen und hat 1,560 Meter Durchmesser.

Die anschließende Rohrleitung mit der Drosselklappe hat 1,000 Meter

Digitized by Google

an der Stelle dieser Klappe und 0,900 Meter Durchmesser in ihrem weitern Verlauf.

Da der Raum zwischen Unterwasserspiegel und der Haupttransmission v gegeben war und derselbe sehr klein ist, mußte der Turbinenkessel sehr gedrängt angeordnet werden, da Oberwasserzapfen q und Getriebe t u sich unmittelbar über demselben befinden.

Die Regulirung der Turbine für die gerade vorhandene Wassermenge geschieht durch 2 Kreisschieber y mit Verzahnung, in welche ein verzahnter Kolben z eingreift.

Jeder Schieber hat besondern Trieb und ist das dießbezügliche Handrad m für jeden Schiebertrieb unmittelbar über dem Turbinenkessel angebracht.

Bei jedem Handrade ist ein Indicator l angebracht, welcher die Anzahl der offenen Leitcanäle anzeigt.

Die Regulirung der Geschwindigkeit der Turbine geschieht durch die Drosselklappe c_2 mit Handgetriebe 16, von welchem aus die Bewegung durch conische Räder 14, Schnecke 17 und Schneckenrad 12 auf die Klappe übertragen wird.

Mit der Schneckenwelle 17 ist außerdem ein Centrifugalregulator in Verbindung und ist auch hier eine selbstthätige Auskehrung angebracht, welche bei ganz geöffneter Klappe das Regulirgetriebe auslöst, so daß die Klappe nicht über die offene Stellung hinausgeht. Das Regulirgetriebe kann übrigens auch von Hand ausgerückt werden, wenn die Bewegung der Klappe von Hand durch das Handrad 16 erfolgen soll.

Vor der Drosselklappe ist ein Ablaßventil zum gänzlichen Entleeren der Rohrleitung angebracht.

Die Kreisschieber y der Turbine sind auf den Berührungsflächen mit dem Leitrade mit Messing gefüttert, um das Anrosten zu vermeiden und die Bewegung zu erleichtern.

Die übrigen Constructionstheile der Turbine sind deutlich aus den Tafeln 38 und 39 ersichtlich.

300pferdige Girardturbine bei 150 Meter Gefälle.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Die Turbine, welche bei einem Gefälle von 150 Metern und einer Wassermenge von 200 Litern per Secunde eine Leistung von 300 Pferden entwickelt, ist auf den Tafeln 73, 74 und 75 in $^1/_{25}$ der wirklichen Größe abgebildet.

Digitized by Google

Dieselbe wurde von der genannten Firma für die Weberei in Mels des Herrn Joh. Heer in Glarus (Schweiz) ausgeführt.

Für sehr große Gefälle — 100 bis 200 Meter — und bedeutende Kräfte (also auch größere Wasserquantitäten) — von 200 bis 500 Pferdekräften — bietet die Construction hydraulischer Motoren ganz besondere Schwierigkeiten dar, wenn es sich dabei, wie naturgemäß meistens der Fall ist, um die Ausnutzung von Gebirgswassern handelt, welche ohne Ausnahme mehr oder weniger stark sandhaltig sind.

Bei einem so bedeutenden Drucke des Wassers von 10 bis 20 Atmosphären, welcher durch die hydraulischen Stöße in langen Rohrleitungen oft bedeutend vermehrt wird, erheischt die Construction sowohl als die Anfertigung eines jeden einzelnen Bestandtheiles große Sorgfalt und es muß eine ganz besondere Aufmerksamkeit auf vieles verwendet werden, worüber man bei gewöhnlichen Turbinenanlagen leicht hinweggeht.

Betrachten wir zunächst die Disposition der Anlage. Die Turbine a ist mit verticaler Achse c angeordnet und überträgt ihre Leistung durch ein Paar Stirnräder d und e auf die verticale Königswelle f der Weberei. Von dieser Hauptwelle aus wird die Kraft durch 4 doppelte Abzweigungen mittelst conischer Getriebe nach beiden Seiten hin in die 4 Stockwerke des Webereigebäudes übertragen. In der Zeichnung ist nur die unterste von diesen Abzweigungen ersichtlich. Das Wasser wird der Turbine durch eine Rohrleitung p, o, n zugeführt, aus welcher der Einlauf i k in die Turbine rechtwinkelig abzweigt. Es ist nämlich, wie die Disposition erkennen läßt, das Ganze für eine doppelte Turbinenanlage angeordnet; vorläufig ist jedoch nur eine Turbine aufgestellt, welche indessen für den Betrieb des ganzen Etablissements genügt, indem die zweite später aufzustellende Turbine nur als Reservemotor für den Fall dient, daß die eine Turbine wesentlicher Reparaturen bedürfen sollte.

Aus diesem Grunde ist auch die Rohrleitung so angeordnet, daß die beiden Einläufe in die Turbine rechtwinkelig aus derselben abzweigen, wobei unmittelbar vor der ersten Abzweigung in die Turbinen der Hauptabsperrschieber l angebracht ist.

An der Eintrittsstelle der Rohrleitung p in das Turbinenhaus ist in dieselbe ein Expansionsstück o eingeschaltet, um Verschiebungen durch Ausdehnungen und Zusammenziehungen der 900 Meter langen Rohrleitung für die Turbine unschädlich zu machen.

Da die Rohrleitung dem größten Theile ihres Verlaufes nach frei über der Erde liegt, so sind außer diesem einen Expansionsstücke noch mehrere andere in die Leitung eingeschaltet. Das Wasser, welches stark

Digitized by Google

sandhaltig ist, wird einem sich in tiefen Schluchten hinziehenden Gebirgsbache mit sehr constantem Wasser entnommen und durch einen 2500 Meter langen Tunnel dem Fassungsreservoir der Rohrleitung zugeführt.

Die letztere hat 600 Millimeter lichte Weite und führt das Betriebswasser außer der vorliegend beschriebenen noch einer zweiten neben derselben befindlichen 600pferdigen Turbine zu.

Die ganze zur Verfügung stehende kleinste Wassermenge beträgt 1000 Liter per Stunde, repräsentirt also bei den vorhandenen Gefällen von 160 Metern eine effective Betriebskraft von 1500 HP, wovon indessen zur Zeit nur etwas über die Hälfte wirklich verbraucht wird.

Für die spätere Ausnutzung der ganzen Wasserkraft ist die Anlage mit einer zweiten Rohrleitung von ebenfalls 600 Millimeter Weite in Aussicht genommen, so daß somit eine jede Rohrleitung nur 500 Liter Wasser per Secunde zu liefern hat. Da nun der Querschnitt der Leitung 0,28 Quadratmeter beträgt, so ergiebt sich hieraus eine Geschwindigkeit des Wassers per Secunde von $\frac{0{,}500}{0{,}280} = 1{,}78$ Meter.

Diese bedeutende Geschwindigkeit einer in Bewegung befindlichen Wassersäule von 900 Meter Länge würde ungeheure Wasserstöße zur Folge haben und bei der bekannten Härte (kurzen Dauer) des Wasserstoßes enorme Druckwirkungen verursachen, wenn durch rasches Abschließen der Turbinen die Rohrleitung schnell geschlossen werden könnte. Um dies zu vermeiden, sind in der Rohrleitung vor der Turbine an dem mit Deckel versehenen Zwischenstücke m die beiden Leerläufe q_1 angebracht, welche mit Abschließungen q_2 versehen sind und in die Auslaufrohre q_3 ausmünden. Diese beiden Leerlaufschieber q_2 sind mit einem gemeinschaftlichen Getriebe w in Verbindung und werden durch ein auf dem oberen Boden angebrachtes Handrad x in Bewegung gesetzt und zwar in der Weise, daß das Oeffnen der Leerläufe noch vor dem Abschließen der Rohrleitung beginnt.

Das Abstellen der Turbine erfolgt durch Schließen des Schiebers l der Rohrleitung und nicht durch den eigentlichen Regulirschieber der Turbine, welcher mit einem Regulator in Verbindung steht. Die Bewegung des Schiebers l erfolgt durch das auf dem obern Boden befindliche Handgetriebe z_2. Auf die Detailconstruction des Schiebers mit Entlastungsvorrichtung werden wir weiter unten zurückkommen.

Die Regulirung der Turbine geschieht durch einen ganz im Gehäuse eingeschlossenen Kreisschieber, durch das Getriebe r s t s_2 v und von dem Handrade v_2 aus, sowie durch den mit dem Regulirgetriebe verbundenen

Digitized by Google

Centrifugalregulator 12, welcher nicht wie die Rieter'schen Regulatoren ruckweise, sondern in sanfter continuirlicher Weise wirkt.

Der Antrieb dieses Regulators erfolgt durch eine Transmissionswelle von der verticalen Haupttransmission f aus.

Die Schwierigkeiten, welche bei einem so ungeheueren Wasserdrucke und dem sandhaltigen Wasser die Bewegung der verschiedenen Schieber und ganz besonders die Regulirung der Turbine verursacht, sind so wesentlicher Art, daß jedes dieser Mechanismen besonders betrachtet werden soll.

Da es bei den vorhandenen Schwierigkeiten allen Berechnungen gegenüber hätte geschehen können, daß die Einwirkung des Regulators auf den eigentlichen Turbinenschieber sich nachträglich als unmöglich herausgestellt hätte (diese Befürchtung hat sich als unbegründet erwiesen, denn der Regulator arbeitet in Verbindung mit dem Regulirgetriebe in ganz befriedigender Weise) wurde vorsichtshalber zwischen dem Einlaufstück i und der Rohrleitung noch ein Drosselklappengehäuse k eingeschaltet, in dasselbe jedoch keine Klappe eingesetzt, die ganze Anordnung aber so getroffen, daß der Regulator resp. dessen Getriebe ohne Aenderung auch mit der Drosselklappe hätte in Verbindung gesetzt werden können, wozu die Nothwendigkeit indessen nicht eingetreten ist.

Die Turbine ist bezüglich ihrer Größe auf 300 effective HP bei einem effectiven Wasserdrucke von 140 Metern (nach Abzug aller Nebenhindernisse in der Rohrleitung) berechnet und hat 7 Leitcanäle von 50 Millimeter lichter Breite und 16 Millimeter normaler lichter Weite. Die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitapparates beträgt somit 56 Quadratcentimeter.

Das Laufrad a hat 1,800 Meter mittleren Durchmesser und 100 Schaufeln bei $56\frac{1}{2}$ Millimeter Schaufeltheilung. Der ganze Kranz des Laufrades nebst Schaufeln ist in einem Stücke aus Metall (Kanonenmetall) angefertigt, weil das Gußeisen bei der ungeheuren Ausflußgeschwindigkeit des sandhaltigen Wassers (wie durch ein Sandstrahlgebläse) in kurzer Zeit ausgefressen würde, welche unangenehme Erfahrung an verschiedenen Orten gemacht worden ist. Das Armkreuz b des Laufrades aus Gußeisen ist mit dem metallenen Radschaufelkranz a ringsum fest verschraubt. Als Partialturbine ist dieselbe selbstverständlich als Girardturbine (mit freier Abweichung) construirt und daher das Laufrad mit seitlichen Ventilirungsöffnungen versehen. Außerdem ist auch noch dadurch für ungehinderten Zutritt der Luft von der Einlaufseite her gesorgt, daß die lichte Breite der Radcanäle an der Eintrittsstelle 70 Millimeter, d. h. 20 Millimeter mehr beträgt als diejenige der Leitcanäle.

Digitized by Google

Das Laufrad ist ferner nach unten bedeutend und zwar auf 240 Millimeter lichte Breite ausgeweitet.

Das eigentliche Leitstück, welches die Leitschaufeln enthält, ist aus Kanonenmetall angefertigt und von unten an das gußeiserne Leitgehäuse geschraubt. Durch einen conisch eingedrehten Kreisschieber aus Kanonenmetall können die 7 Leitcanäle geöffnet oder in beliebiger Anzahl geschlossen werden. Jeder offene Leitcanal entspricht einer Kraftleistung der Turbine von 45 Pferden. Die untere Auflagerfläche des Schiebers ist deshalb conisch abgedreht, damit der Sand weniger auf derselben sitzen bleibt und vom Wasser leicht weggespielt werden kann. Der Schieber ist mit correcter conischer Verzahnung versehen, und zwar ist die liegende Verzahnung gewählt, damit keinerlei Seitendruck auf den Schieber stattfindet. Dadurch ist eine vollkommen leichte Beweglichkeit des Schiebers erreicht worden, ungeachtet des ungeheuren auf dem ganz oder theilweise geschlossenen Schieber lastenden Wasserdruckes, während bei anderen Constructionen ähnlicher Schieber mit verticaler Verzahnung und mit Seitenführung die Schieber bei vollem Wasserdruck erfahrungsmäßig nicht vom Flecke zu bringen sind.

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Der Schieber ist mit einer Schmiervorrichtung versehen, welcher Oel von oben durch ein Gasrohr mit doppeltem Hahn zugeführt wird. Das Schmieren kann nur bei entleerter Turbine (geschlossener Zuleitung) stattfinden.

Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch einen conischen Kolben mit horizontaler Achse, welche das Leitgehäuse durchdringt und in den beiden Seitenwandungen des letztern mittelst Stopfbüchsen abgedichtet ist. Bei r ist die Achse noch durch ein auf dem Gestelle des Leitgehäuses angebrachtes starkes Lager gehalten, außerhalb dessen ein conisches Rad auf der Welle sitzt.

Ueber dem Kolben ist ein Deckel am Leitgehäuse angebracht, ebenso an beiden Enden des letztern. Auch der untere Theil des Leitgehäuses, welcher als Auflagerfläche für den Schieber abgehobelt und geschliffen ist, ist von unten an das Leitgehäuse angeschraubt.

Das Leitgehäuse a_2 selbst ist auf einem starken gußeisernen mit der Fundamentplatte b_2 verschraubten Gestelle oder Ständer befestigt, während auf dem Gehäuse selbst wiederum das Einlaufstück i aufliegt.

Die Befestigung des Laufrades an der schmiedeeisernen Welle der Turbine ist mit Hülfe einer gußeisernen Traverse und zweier Hängeschrauben bewerkstelligt, welche letzteren eine leichte Höhenverschiebung des Laufrades gestatten. Natürlich ist das Laufrad sammt der Traverse

Digitized by Google

mittelst eines durch beide hindurchgehenden, von oben eingeschlagenen Keiles auf der Welle befestigt.

Auf die Lagerung der Turbinenwelle wurde wegen der bedeutenden Anzahl Umdrehungen (235 in einer Minute) der Turbine die größtmöglichste Sorgfalt verwendet. Deshalb ist die Welle unmittelbar über der Turbine noch einmal durch ein starkes Lager gefaßt.

Bei der Pfanne g der Turbine mußte darauf gesehen werden, daß dieselbe seitwärts herausgeschoben werden kann, ohne daß an der Turbine selbst etwas demontirt werden muß.

Zu diesem Zwecke ist der Pfannenbock b g selbst auf einer Unterlage befestigt, welche zweitheilig ist und leicht auseinander genommen werden kann, nachdem die Verbindungsschrauben mit der Fundamentplatte nach oben herausgezogen sind. Nach Entfernung der Unterlage kann nun der Pfannenbock niedergelassen und ohne Mühe seitwärts hervorgezogen werden, nachdem die Stopfbüchse gelöst ist. Die letztere schließt die Pfanne gänzlich vom Wasser ab, welches durch das Turbinenrad herumgespritzt wird. Der Zapfen der Turbinenwelle hat 120 Millimeter Durchmesser, ist von Stahl und läuft auf einer Platte aus hartem Kanonenmetall, welche unten kugelförmig abgedreht ist und selbst wieder auf einer Stahlplatte laufen kann. Letztere ist im Pfannenbock befestigt.

Die Pfanne erhält das Oel von 2 Seiten her eingepumpt und zwar von oben und von unten in der Weise abwechselnd, daß das Oel von unten ein- und oben abfließt und umgekehrt. Die Oelpumpe ist auf dem obern Boden angebracht und gestattet ein eigentliches Auswaschen der Pfanne, indem mit großer Gewalt eine bedeutende Menge Oel durch dieselbe hindurchgetrieben werden kann.

Außerdem ist an der tiefsten Stelle der Pfanne ein Ablaufhahn angebracht. Es mag erwähnt werden, daß die Turbine vom ersten Momente der Inbetriebsetzung an ohne irgend welche Störung gearbeitet hat.

Eine nicht minder große Sorgfalt als der Turbinenpfanne mußte dem Absperrschieber 1 in der Rohrleitung zugewendet werden. Der Durchmesser der Leitung ist 450 Millimeter, der Querschnitt somit 0,157 Quadratmeter und daher der Druck auf den Schieber im geschlossenen Zustande $0{,}157 \cdot 160 \cdot 1000 = 25120$ Kilogramm. Da nun bei dem sandhaltigen Wasser die Reibung nicht viel kleiner als der volle Betrag des Druckes gerechnet werden muß, so würde der Schieber im unentlasteten Zustande äußerst schwer zu bewegen sein. Aus diesem Grunde ist der Schieber mit einer Entlastungsvorrichtung versehen, welche freilich nur

Digitized by Google

eine theilweise Entlastung ermöglicht aber doch für den vorliegenden Zweck, die Erleichterung der Bewegung, vollkommen genügt.

Es ist nämlich in der Mitte des großen Schiebers eine Oeffnung angebracht, welche durch einen am untern Ende der Schraubenspindel befindlichen kleinen Schieber von Kanonenmetall geöffnet und geschlossen wird und zwar in der Weise, daß beim Oeffnen des geschlossenen Schiebers zunächst der kleine Schieber von der Schraubenspindel in die Höhe gezogen und die kleine Oeffnung freigemacht wird. Diese kleine Oeffnung ist noch etwas größer als die Summe der Querschnitte der Ausflußcanäle des Leitapparates, so daß also nach kurzer Zeit die Turbine mit Wasser angefüllt und vor und hinter dem großen Wasserschieber nahezu derselbe Druck vorhanden ist, der große Schieber daher nun mit Leichtigkeit geöffnet werden kann.

Ebenso wird beim Schließen des großen Schiebers der kleine Schieber von der Schraubenspindel zunächst soweit abwärts gestoßen, bis derselbe sich unterhalb der kleinen Oeffnung befindet.

Der große Schieber kann sonach ohne große Anstrengung geschlossen werden, und es ist zuletzt bei dem eintretenden großen Wasserdrucke nur noch der kleine Schieber zu bewegen, indem man denselben wieder aufwärts vor die kleine Oeffnung schiebt.

Das ganze Schiebergehäuse ist zweitheilig, der Schieber gleichfalls aus zwei Hälften zusammengeschraubt, zwischen welchen beiden der kleine metallene Schieber gelagert ist.

Die beiden Leerläufe q und q_1 haben bei geschlossener Turbine die ganze von derselben consumirte Wassermenge abzuleiten und sind wegen des eintretenden ungeheuren Reactionsdruckes (gleich dem Drucke einer Wassersäule von der doppelten Höhe des Gefälles) ebenfalls äußerst solid ausgeführt.

Es sind zwei Leerläufe angebracht, welche miteinander (gleichzeitig) geöffnet und geschlossen werden, damit bei allfälligen Reparaturen des einen Schiebers der andere wenigstens noch das Entstehen der Wasserstöße beim Abstellen der Turbine verhindert, denn ohne irgend einen offenen Ausgang für das Wasser zu haben, wäre das Schließen der Rohrleitung eine erfahrungsmäßig sehr gefährliche Sache.

Wegen des Platzens eines Rohres an und für sich hätte die Sache keine so bedenkliche Seite; allein bei so großem Gefälle bildet eine Rohrleitung von dieser Länge so zu sagen eine Art Pulverfaß, indem sie die ungeheuersten Verwüstungen und Unglücksfälle verursachen kann und daher die denkbar größte Sorgfalt in der Herstellung sowohl als in der Behandlung erheischt.

Digitized by Google

In die Leerlaufrohre q q_2 b b_2 sind die beiden Schieber q_2 c eingeschaltet, welche eine lichte Durchgangsöffnung von 50 Millimetern haben und durch schmiedeeiserne Schraubenspindeln bewegt werden.

Die Ausflußmündung der Schieber erweitert sich auf 120 Millimeter in dem Düsenrohre q_3 d_4, aus welchem das Wasser mit unerträglichem Geräusch in den Ablaufcanal abfließt (abschließt), wobei es eine Wirkung von 300 HP entwickelt.

Der Ablaufcanal ist in Felsen ausgehauen und müßte sonst auf eine längere Strecke mit Quadern eingefaßt werden, wenn durch die Gewalt des ausfließenden Wassers nicht in kurzer Zeit alles ausgefressen werden sollte.

240pferdige Turbinenanlage des städtischen Wasserwerkes in Bern.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Die im Folgenden näher betrachtete, vom Verfasser bereits im 14. Hefte Jahrgang 1879 des „Praktischen Maschinenconstructeur" veröffentlichte Turbinenanlage ist auf den Tafeln 93 und 94 in $^1/_{50}$ der wirklichen Größe abgebildet. Um die Construction in nicht allzu kleinem Maßstabe wiedergeben zu müssen, mußte der Längenschnitt Fig. 1 Tafel 94 des Turbinenlocales abgebrochen dargestellt werden, da die Anlage indessen eine ganz symmetrische ist, so thut dieß der Deutlichkeit keinen wesentlichen Eintrag.

Figur 2 Tafel 93 giebt den Querschnitt des Turbinenhauses und Figur 1 auf derselben Tafel ein Stück vom Grundrisse einer der beiden neben einander aufgestellten Turbinen resp. deren Getriebes mit Gebälke von Gußeisen.

Die vorliegende Anlage bezweckt eine rationelle Ausnutzung der Wasserkraft der Aare in Bern und wurde im Jahre 1878 an Stelle von 24 unterschlächtigen Wasserrädern ausgeführt, welche früher den größten Theil der Berner Kleinindustriegewerke nebst einer Anzahl größerer Mühlen in Betrieb gesetzt haben.

Zur Ausnutzung der Wasserkraft eines wilden Gebirgsflusses mit sehr veränderlichem Wasserstande gebaut, bietet die vorliegende Anlage mancherlei Interessantes dar.

Außer den erwähnten 240pferdigen Motoren sind in unmittelbarer Nähe des Wasserwerkes im Laufe des verflossenen Jahres zwei weitere Turbinenanlagen von demselben Hause ausgeführt worden, über

Digitized by Google

welche am Schlusse des Artikels einige weitere Daten gegeben werden, indem im Nachfolgenden zunächst die Hauptanlage näher besprochen werden soll.

Ungefähr 250 Meter oberhalb der Stadtmühlen befindet sich ein circa 300 Meter langes Ueberfallswehr in die Aare eingebaut, durch welches das Wasser gestaut und einem Einlaufcanale von 20 bis 30 Meter Breite zugeführt wird.

Dieses Wehr gehört jedenfalls zu den bedeutendsten Arbeiten dieser Art und hat sich (es besteht schon lange) vorzüglich bewährt. Bei der außerordentlichen Länge desselben ist der Oberwasserspiegel verhältnißmäßig sehr wenig veränderlich und zwar beträgt die Höhendifferenz der alljährlichen normalen Nieder- und Hochwasserstände nur circa 150 Millimeter, während diejenigen der außergewöhnlichen Wasserstände von Hoch- und Niederwasser circa 400 Millimeter auseinanderliegen.

In dem stark geneigten Gerinne des Zulaufcanales befanden sich früher 24 unterschlächtige Wasserräder angebracht, welche den verschiedenen zu leistenden Arbeiten sowie dem Stande des Unterwassers entsprechend mehr oder weniger hoch aus dem Wasser gehoben werden konnten.

Mitten in diesem Gerinne ist nun das neue Turbinenhaus angelegt worden, indem das alte Gerinne in unverändertem Zustande als Zu- und Ablaufcanal benutzt worden ist.

Die beiden Turbinen geben ihre Kraft an eine, sich der ganzen Länge des Gerinnes entlang ziehende Haupttransmission ab, von welch letzterer aus durch zahlreiche Querlinien mit Frictionskupplungen sechs Mühlen sowie die unterhalb des Turbinenhauses liegenden Gewerke in Betrieb gesetzt werden.

Die Haupttransmission ist Tag und Nacht im Betriebe und steht es jedem Miether eines Gewerkes frei, dasselbe zu jeder beliebigen Zeit in Gang zu setzen.

Bei der ausgeführten Anordnung mußte der Zulauf- und Ablaufcanal in unverändertem Zustande beibehalten werden, da eine Aenderung derselben mit außergewöhnlichen Kosten verbunden und insofern auch zwecklos gewesen wäre, als durch die Anlage ohnedieß eine so bedeutende Betriebskraft gewonnen wird, daß dieselbe wohl erst nach Jahren vollständig ausgenutzt werden dürfte.

Die Breite des Zulaufcanales beträgt 3,870 Meter; die Wassertiefe wächst von 1,6 bis 2,800 Meter vom Eintritt in den Canal bis zum Turbinenhause. Die mittlere Tiefe ist 2,200 Meter, daher der Querschnitt des Wasserkörpers 2,2 . 3,870 = 8,5 Quadratmeter und die mittlere

Digitized by Google

Geschwindigkeit des Wassers im Zulaufcanale bei einem Wasserquantum von 13,200 Cubikmeter per Secunde $= \frac{13,200}{8,5} = 1,553$ Meter per Sec.

Diese Geschwindigkeit ist allerdings eine sehr bedeutende, verursacht auch einen Gefällverlust von circa 250 Millimeter, konnte aber unter den obwaltenden Verhältnissen nicht umgangen werden.

Die Gefällverhältnisse wurden aus 9jährigen Beobachtungen abgeleitet und zwar für vier verschiedene Hauptabstufungen des Wasserstandes.

Diese vier Wasserstände sind:

1) Der kleinste Winterwasserstand während 13 Tagen i. J.
2) „ mittlere ordinäre Winterwasserstand „ 169 „ „ „
3) „ „ „ Sommerwasserstand „ 74 „ „ „
4) „ Hochwasserstand im Sommer „ 109 „ „ „

Ferner ergaben sich für diese verschiedenen Wasserstände folgende Höhenquoten und Gefälle an der Stelle des Turbinenhauses.

	Höhenquoten beim Wasserstand			
	1.	2.	3.	4.
Canalsohle beim Turbinenhaus .	19,50 m	19,50 m	19,50 m	19,50 m
Unterwasserspiegel im Turbinenhaus	20,20 m	20,20 m	20,40 m	20,64 m
Oberwasserspiegel im Turbinenhaus	22,34 m	22,46 m	22,61 m	22,69 m
Gefälle	2,14 m	2,26 m	2,21 m	2,05 m

Diese Daten basiren auf den obenerwähnten ungünstigen Zu- und Ablaufverhältnissen des Wassers, doch ist hierbei der Einsenkung (Einbauchung) des Wasserspiegels über dem Leitrade noch keine Rechnung getragen und stellt sich das effective Gefälle bei Berücksichtigung derselben noch etwas kleiner heraus, als oben angeführt worden.

Das Wasser wird einer großen gemeinschaftlichen Turbinenkammer von 6,000 Meter Breite und 17 Meter Länge zugeführt, in welcher die beiden Turbinen I und II Tafel 94 aufgestellt sind.

Jede derselben ist für eine Wassermenge von 6100 Litern per Secunde und ein minimales Gefälle von 2,060 Metern construirt, sodaß beide Motoren zusammen bei einer Nutzleistung von 70 Prozent eine effective Kraft von 234 Pferden im Minimum entwickeln.

Beide Turbinen arbeiten auf eine gemeinschaftliche horizontale Quertransmission n, von welcher aus durch die conischen Getriebe p q und p_2 q_1 die Kraft an zwei Längentransmissionen abgegeben werden kann, welche in der Zeichnung nicht ersichtlich sind. Zwischen den beiden

Digitized by Google

Rädern p und p_2 ist die Querlinie n unterbrochen, resp. durch eine Klauenkupplung q_4 mit Auskehrvorrichtung verbunden, so daß entweder die Turbine I durch p q nur auf die obere Längentransmission oder aber auch durch p_2 q_1 auf die untere Längenlinie arbeiten kann, welch' letztres im Falle einer Reparatur an der Turbine II nothwendig wäre. Umgekehrt kann bei der getroffenen Anordnung die Turbine II nach Belieben eine der beiden Transmissionen oder auch, wie gewöhnlich der Fall, diese beiden Transmissionen gleichzeitig treiben, wobei die Kupplung q_4 eingerückt ist, somit beide Wellenhälfen n eine einzige Welle bilden.

Die Regulirung der Turbinen geschieht durch zwei um ihre horizontalen Achsen drehbaren Ablaufschützen P, von welchen jede mit einem Regulator und einem Handgetriebe versehen ist. Figur 2 Tafel 93 zeigt einen Verticalschnitt durch die eine dieser Drehschützen.

Das Gefälle variirt von 2,060 Meter bis 2,240 Meter und die Wassermenge per Secunde von 6100 bis 6600 Litern, welch' letztere auch beim kleinsten Wasserstande jederzeit vorhanden ist. Da der Unterwasserspiegel um circa 400 Millimeter, der Oberwasserspiegel (beide im Turbinenlocal gemessen) um circa 200 Millimeter in der Höhe differirt und ausnahmsweise das Unterwasser noch bedeutend (um circa 700 Millimeter) höher steigen kann, so konnte nur eine Reactionsturbine Anwendung finden, obwohl bei der Ausschreibung der Arbeit von verschiedenen Concurrenten Druckturbinen vorgeschlagen worden waren.

Die Motoren sind denn auch als Jonvalturbinen ausgeführt worden und zwar nur mit einer Regulirung auf die Ablaufschützen, weil das nöthige maximale Betriebswasser auch beim kleinsten Wasserstande vorhanden ist.

Es würde somit eine Regulirung direct auf die Ausflußquerschnitte der Turbinen wirkend, zwecklos gewesen sein.

Die Dimensionen des Schaufelapparates wurden durch das kleinste Gefälle gegeben. Die Schaufelform, einer cubischen Parabel ähnlich, ergab sich aus den kleinen Schaufelwinkeln von $17\frac{1}{2}$ Graden, verbunden mit einer gleichen Beschaufelung beider Räder. Letzterer Umstand erheischt einen Winkel von 90° für das erste Element der Radschaufel gegen den obern Radumfang.

Die Ausflußgeschwindigkeit U des Wassers beim Austritt aus den Leitcanälen ergab sich unter Berücksichtigung aller Nebenhindernisse zu $U = 0{,}725\sqrt{2gh}$; die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit zu $0{,}69\sqrt{2gh}$.

Digitized by Google

Die Summe der Querschnitte sämmtlicher Austrittöffnungen des Leitrades ist 1,370 Cubikmeter.

Die relative Eintrittgeschwindigkeit ins Laufrad $w = 0{,}217 \sqrt{2gh}$.

Die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrad $w_1 = 0{,}725 \sqrt{2gh}$.

Der hier zur Anwendung gebrachte mäßige Reactionsgrad ergiebt schwach gekrümmte Schaufeln und der kleine Schaufelwinkel am Austritt eine sehr kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit von $0{,}217 \sqrt{2gh}$.

Das Leitrad hat 36 Schaufeln bei 66½ Millimeter normaler Weite der Leitcanäle am Austritt.

Das Laufrad hat ebenfalls 36 Schaufeln bei 65½ Millimeter normaler Weit der Canäle an der Austrittsstelle.

Beide Räder haben zwei Schaufelkränze, deren mittlerer Durchmesser 2850 Millimeter beträgt.

Die Schaufelkränze des Leitrades haben jeder 285 Millimeter lichte Breite; diejenigen des Laufrades 291,5 Millimeter.

Der äußere Durchmesser des Laufrades ist 3510 Millimeter.

Die Turbine macht 26 Umdrehungen in einer Minute.

Die Lagerung des Leitrades geschieht durch 6 gußeiserne Säulen d, von welchen die 4 mit k bezeichneten nach oben verlängert sind behufs Unterstützung des obern Transmissionsgebälkes $i\,i_2$.

Rings um das Leitrad r ist ein Kranz angegossen, welcher dem Bretterboden 12 der Turbinenkammer als Auflage dient. Dieser Boden sitzt an seinem äußern Umfange (längs den Mauern) auf einem hölzernen Roste auf.

Die Turbinenwelle ist hohl und besteht aus einer innern, feststehenden schmiedeeisernen Welle e (Standsäule) und einer äußern, hohlen Turbinenwelle f mit Oberwasserzapfen f_2. Auf diese letztere ist das mit der Nabe aus einem Stück gegossene Laufrad mit anziehbarer Feder und den beiden verstellbaren Tragschrauben t befestigt.

Die innere Standsäule hat 170 Millimeter Durchmesser; die äußere Welle hat außen 300, innen 200 Millimeter Durchmesser oder eine Wandstärke von 50 Millimetern.

Der Zapfen, in dem erweiterten Theile f_2 der Turbinenwelle f angebracht, ist mit Schraubengewinde versehen und durch Metallmutter in der Höhe verstellbar. Der eigentliche Zapfen besteht aus hartem Gußeisen, die feststehende Platte ebenfalls und zwischen beiden befindet sich eine drehbare Zwischenplatte aus Kanonenmetall. Diese Art der Lagerung hat sich für große Turbinen vorzüglich bewährt.

Digitized by Google

Der Zapfen hat ungefähr folgenden Druck auszuhalten:

Das Laufrad wiegt	4000	Kilogramm
Die complete Turbinenwelle	3000	"
Das conische Rad	2600	"
Der Wasserdruck circa	7000	"
Somit die totale Belastung =	16600	Kilogramm.

Nun hat der Zapfen 160 Millimeter oder 201 Quadratcentimeter Flächeninhalt und es ist somit die Belastung des Zapfens $\frac{16600}{201} = 83$ Kilogramm per Quadratcentimeter Zapfenfläche.

Man findet in vielen Büchern Regeln angegeben (und auch an polytechnischen Schulen wird dieß so vorgetragen), daß stehende Turbinenzapfen mit einem Druck von 250 bis 350 Kilogramm per Quadratcentimeter zu belasten seien, und kann hier der Verfasser dagegen erwähnen, daß Zapfen, welche über 120 bis 130 Kilogramm per Quadratcentimeter Fläche belastet sind, erfahrungsmäßig niemals kalt laufen, wie man sich an zahlreichen Turbinen allerwärts überzeugen kann.

Die innere feststehende schmiedeeiserne Säule e hat einen Durchmesser von 170 Millimetern, ist in den Bodenständer c conisch eingedreht und wird durch einen Keil 10 an der Drehung verhindert. Auf das obere Ende der Standsäule e ist eine gußeiserne Büchse festgeschraubt, welche die Pfanne und deren unterer Theil die obere Führung der äußern hohlen Turbinenwelle bildet. Zapfen und Platten, wie überhaupt sämmtliche innere Bestandtheile des obern Wellenkopfes f_2 können herausgenommen werden, ohne daß etwas an der Turbine weggenommen zu werden braucht.

Die Pfanne bei f_2 wird alle 8 bis 14 Tage einmal mit Oel gefüllt.

Das untere Ende der Gußwelle f ist mit einer langen Metallbüchse ausgefüttert, welche das untere Lager der Welle bildet und das Schmiermaterial aus der obern Pfanne f_2 erhält, indem dasselbe nach und nach zwischen der obern Wellenführung durchsickert.

Der Bodenständer c sowie sämmtliche 6 Säulen d sitzen auf einer gemeinschaftlichen gußeisernen Fundamentplatte b, welche mittelst Steinschrauben auf den Fundamentquadern a befestigt ist.

Auf dem gußeisernen Deckel des Leitrades (Conus) ist ein mittleres Führungslager g der Turbinenwelle angebracht. Dasselbe ist mit keilförmigen nachstellbaren Pockholzbacken versehen, welche sich im Wasser sehr gut halten. Die Backen sind vor dem Einsetzen in Oel gesotten worden.

Digitized by Google

Die conischen Räder l m, welche die Kraft auf die horizontale Welle n übertragen, haben 104 und 45 Zähne, 85 Millimeter Theilung; 300 Millimeter Breite, 2815 und 1218 Millimeter Durchmesser.

Die Gußwelle hat oben einen Radkopf von 330 Millimetern; die horizontale Welle n hat 150 Millimeter Dicke.

Die Turbine macht 26 Umdrehungen in einer Minute.

Die Lagerungen der obern Theile der Turbinenwellen, sowie diejenigen der sämmtlichen Transmissionen im Turbinenhause ruhen auf einem ganz aus Gußeisen angefertigten starken Gebälke.

Zu beiden Seiten der Turbinenwellen liegen zunächst die vier Gußbalken i i_2 [förmigem Querschnitte, 400 hoch, 240 breit, welche an beiden Enden durch Ankerschrauben mit den Mauerpfeilern verbunden sind und durch die Säulen k unterstützt werden.

Auf diesen 4 Balken sitzen die Turbinensupporte h mit den Lagern s und z.

Die Quertransmissionen n n, sowie die Abzweigungen derselben nach oben und unten werden durch 2 starke Balken 22 getragen, welche mit ihren Enden an die Balken i_2 befestigt sind und in ihrer Mitte an der Stelle der größten Belastung durch gußeiserne Säulen r_2 gestützt werden.

Diese Balken haben ebenfalls [förmigen Querschnitt, 320 Höhe und 250 Breite.

Diese 6 Haupttragbalken i i_2 und 22 sind nun durch verschiedene Traversen und Streben i_3 bis i_8 theils unter sich, theils mit den Umfangsmauern des Turbinenhauses fest verbunden, und bildet das ganze Gußgebälke auch die Auflagerung des hölzernen Bodens im Turbinenhause, dessen obere Fläche mit der obern Kante des eisernen Gebälkes zusammenfällt.

Die auf die Ablauf-Drehschützen wirkenden Centrifugalregulatoren werden durch zwei Riemenübersetzungen von den Längentransmissionen aus in Betrieb gesetzt.

Die Verbindungsgetriebe zwischen den Regulatoren und den Drehschützen sind mit Handgetrieben und mit selbstthätigen Auslösungen versehen, welch letztere zur Wirkung gelangen, sobald bei zu langsamem Gange ein so langes Oeffnen der Schützen stattfindet, daß die letzteren die horizontale Lage erreichen und bei fortgesetzter Bewegung in demselben Sinne hinten überklappen würden.

Bremsversuche. Zur Feststellung, ob die vorstehend beschriebenen Turbinen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit den vertragsmäßigen Bedingungen entsprechen, wurden von einer Expertencommission Brems-

Digitized by Google

proben an den Turbinen vorgenommen, welche insofern bemerkenswerth sind, als es sich hierbei um die unparteiische Festsetzung der Leistung von Motoren handelte, welche bei einem sehr mäßigen Gefälle (1,700 bis 1,800 Meter, wie es zur Zeit der Versuche war) eine außergewöhnlich große Wassermenge consumiren, also unter Umständen arbeiten, welche für eine vortheilhafte Ausnutzung des Wassers nicht günstig sind.

So ergeben z. B. die großen, von Callon in Paris, nach dem Girard'schen System hergestellten Turbinen des Genfer Wasserwerkes höchstens eine Leistung von 60 bis 65 Procenten und ebenso die vom Hause Roy u. Co. in Vevey ebendahin gelieferten Girardturbinen (roues en hélice) mit horizontaler Achse nicht über 60 Procent Nutzleistung, während für mittlere Wasserkräfte mit normalen Verhältnissen ein Wirkungsgrad von 75 Procent des theoretischen Effectes allgemein als ein wohl zu erhaltender Werth angenommen wird.

Es ist dieser geringere Wirkungsgrad bei der Ausnutzung so kolossaler Wassermassen auch leicht erklärlich und unvermeidlich, weil bei solchen die normalen Dimensionenverhältnisse der Motoren nicht beibehalten werden können, vielmehr eine sehr große Kranzbreite angenommen werden muß, bei welchen die Differenzen in den, dem stoßfreien Eintritt entsprechenden Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen des inneren und äußeren Radumfanges eine so bedenkliche Größe erreichen, daß eine geringere Leistung der Turbine durchaus unvermeidlich ist. Diesem Umstande gegenüber kann die Leistung der vorliegenden Turbinen (jede über 6500 Liter Wasser per Secunde consumirend), welche zu 70 bis 72 Procent des theoretischen Effectes festgesetzt worden ist, als eine sehr günstige bezeichnet werden und man darf dieselbe als das Maximum betrachten, das unter den hierbei vorhandenen Verhältnissen überhaupt zu erzielen ist.

Im Nachfolgenden sollen nun alle nöthigen Daten wiedergegeben werden, welche zur vollständigen Orientirung über den Werth der Bremsversuche nothwendig sind.

1) Disposition der Bremse. (Figur 2 Tafel 94.) Die Bremse konnte der riesigen Dimensionen wegen, die sie erhalten haben würde, nicht direct auf der Turbinenwelle und auch nicht auf der ersten Vorgelegewelle F des Motors, sondern erst auf der zweiten Welle F angebracht werden, sodaß die beiden conischen Räderpaare a B und c D zwischen Turbine und Bremse eingeschaltet waren.

Daraus ergab sich die Nothwendigkeit, nach vorgenommenem Bremsen die Reibungsverluste durch die Zahnreibung der beiden Räderpaare, sowie diejenige der Wellen E und F in ihren Lagern möglichst genau zu bezeichnen.

Digitized by Google

2) Versuchsresultate der eigentlichen Bremsarbeit.

Versuch Nr. I.

Belastung der (equilibrirten) Bremse = . 184 kg (P.)
Länge des Bremshebels = ... 4,000 m (l.)
Anzahl Umdrehungen d. Turbine per Min. = 25 (n.)
Gefälle = ... 1,750 m (h.)

Mithin die gebremste Arbeit:

$$Nn = \frac{184 . 4 . 2 . 3{,}1416 . 25 . \frac{104}{45} . \frac{90}{51}}{60 . 75} = 104{,}82 \text{ HP.}$$

Versuch Nr. II.

Belastung der (equilibrirten) Bremse = . . 180 kg
Länge des Bremshebels = ... 4,000 m
Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute = 24,63
" " " gebremsten Welle = . 100,45
Gefälle = ... 1,712 m

Mithin die gebremste Arbeit:

$$= \frac{180 . 4 . 2 . 3{,}1416 . 100{,}45}{60 . 75} = 100{,}98 \text{ HP.}$$

Versuch Nr. III.

Belastung des Bremshebels = ... 179½ kg
Länge des Bremshebels = ... 4,000 m
Anzahl Umdrehungen der Turbine = . . . 23,93
" " " gebremsten Welle = 97,6
Gefälle = ... 1,691 m

Daher die gebremste Arbeit:

$$= \frac{179{,}5 . 4 . 2 . 3{,}1416 . 97{,}6}{60 . 75} = 97{,}845 \text{ HP.}$$

3) Bestimmung des Gefälles. Dieselbe geschah mittelst zweier nebeneinander angebrachten Schwimmer mit Zeigern, welche gestatteten, den Stand des Ober- und Unterwasserspiegels an einer eingetheilten Latte abzulesen. Jeder Schwimmer war in einem besonderen eisenblechenen Rohre angebracht, welches tief in den Wasserspiegel eintauchte, um den Schwimmer vor den starken Wellen des Oberwasserspiegels zu schützen und ein ruhigeres Ablesen seines Standes zu ermöglichen.

Beide Schwimmer waren nahe bei der Turbine angebracht, so daß das wirklich effective Gefälle beobachtet werden konnte.

4) Bestimmung der Wassermenge. Dieselbe konnte in-

Digitized by Google

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

folge des unregelmäßigen Querschnittes nicht im Zulaufcanale vorgenommen werden.

Auch im Ablaufcanale gestattete der ungleichförmige Querschnitt nicht, das Wasserquantum durch Schwimmer zu messen.

Die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Ablaufcanalquerschnitte wurde deshalb an einer möglichst regelmäßigen Stelle von zwei verschiedenen, getrennt operirenden Beobachtern durch zwei Woltmann'sche Flügel gemessen, von welchen der eine am eidgenössischen Polytechnicum verificirt wurde, während der andere, dem bekannten Hydrauliker Lauterburg in Bern gehörend, bei den wichtigsten schweizerischen Gewässer-Vermessungen oft geprüft und angewendet wurde und als vorzüglich verificirt betrachtet werden kann.

Beide Flügel (von gänzlich abweichender Construction) ergaben sehr befriedigend übereinstimmende Resultate.

Die Geschwindigkeit des Wassers wurde jedesmal *während des Bremsversuches* an 6 verschiedenen Stellen des Querschnittes und zwar an jeder Stelle zweimal (einmal von jedem Beobachter) bestimmt und sodann die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Querschnitte berechnet, wobei das Mittel aus den Resultaten beider Beobachter als maßgebend betrachtet wurde. Es war nun:

Versuch Nr. I.

Breite des Canales 4,370 Meter; Wassertiefe 0,60 Meter,
Querschnitt des Wasserkörpers 2,622 Cubikmeter.
Die mittlere Geschwindigkeit des Wassers = 2,590 Meter per Secunde,
Daher die Wassermenge 2,590 . 2,622 = 6,791 Cubikmeter per Secunde.

Hiervon wurden 100 Liter abgezogen als Verlust durch Abfluß aus einer provisorischen Abschlußwand der Turbinenkammer, laut Schätzung durch die Commission.

Das wirklich durch die Turbine geflossene Wasserquantum war somit 6691 Liter per Secunde, und der theoretische Effect der Wasserkraft

$$= \frac{6691 \cdot 1{,}750 \cdot 1000}{75} = 156{,}123 \text{ HP.}$$

Versuch Nr. II.

Mittlere Geschwindigkeit des Wassers = 2,638 Meter.
Breite des Canales 4,370 Meter. Wassertiefe 0,58 Meter.
Querschnitt des Wasserkörpers 2,530 □Meter Wassermenge 2,53 . 2,638 = 6,675 Cubikmeter.
Gefälle = 1,712 Meter.
Theoretischer Effect der Wasserkraft = 152½ HP.

Digitized by Google

Versuch Nr. III.

Mittlere Geschwindigkeit des Wassers = 2,70 Meter per Secunde.
Breite des Canales 4,37 Meter. Wassertiefe 0,55 Meter.
Querschnitt des Wasserkörpers = 0,55 . 4,37 = 2,400 □ Meter.
Wassermenge per Secunde = 2,4 . 2,7 = 6,480 Cubikmeter.
Gefälle = 1,690 Meter.

$$\text{Theoretischer Effect der Wasserkraft} = \frac{1{,}69 \cdot 6480}{75} = 146 \text{ HP.}$$

5) Berechnung der Reibungsverluste.

a) Durch die Räderübersetzungen erzeugt. Nach Reuleaux' „Der Constructeur" ist der Reibungsverlust eines Räderpaares in Procenten des übertragenen Effectes:

$$p = \pi f . \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z_1}\right) \frac{3}{4} E,$$

wobei f der Reibungscoëfficient (im vorliegenden Falle f = 0,15)
E die Eingriffsdauer in Zahntheilungen
z und z_1 die Zähnezahlen der Ergänzungsräder bezeichnen.
Für das erste Räderpaar a B Figur 5 ergiebt sich:

$$z = 104 \frac{\sqrt{104^2 + 45^2}}{45} = 262$$

und

$$z_1 = 45 \frac{\sqrt{104^2 + 45^2}}{104} = 49,$$

und somit nach Einsetzung der numerischen Werthe in obige Formel der Verlust in Procenten zu

$$p = 3{,}1416 . 0{,}15 \left(\frac{1}{262} + \frac{1}{49}\right) \frac{3}{4} . 2 = 0{,}0171,$$

denn es sind die Räder mit Evolventenverzahnung versehen, für welche E = 2 Zahntheilung ist.

Für das zweite Räderpaar c D Figur 5 ergiebt sich:

$$z = 90 \frac{\sqrt{90^2 + 51^2}}{51} = 183$$

und

$$z_1 = 51 \frac{\sqrt{90^2 + 51}}{90} = 59$$

und es wird sonach der Reibungsverlust

$$p = 3{,}1416 . 0{,}15 . \left(\frac{1}{183} + \frac{1}{59}\right) \frac{3}{4} . 2 = 0{,}0158.$$

Digitized by Google

b) Durch die Reibung in den Lagern erzeugt.

Es ist der durch die Reibung absorbirte Effect in Pferdekräften:

$$Tf = \frac{2\pi . f . r . n . P}{60 . 75}$$

wobei der Reibungscoëfficient $f = 0{,}07$ in Rechnung zu bringen ist.

Für das Wellenstück E wird P (die totale Belastung der Welle)

$$P = 3166{,}5 \text{ Kilogramm.}$$

Die Anzahl Umdrehungen der Welle ist im Mittel $n = 56{,}66$ per Minute und daher:

$$Tf = \frac{2 . 3{,}1416 . 0{,}07 . 56{,}66 . 3166 . 0{,}075}{60 . 75} = 1{,}315.$$

Für das Wellenstück F ist $P = 3035$ Kilogramm; n im Mittel $= 100$ und daher:

$$Tf = \frac{2 . 3{,}1416 . 0{,}07 . 0{,}130 . 100 . 3035}{60 . 75} = 1{,}937.$$

6) Die von der Turbinenwelle übertragene Arbeit besteht nun aus verschiedenen Factoren und zwar 1) aus der durch die Bremse gemessenen Arbeit; 2) aus dem durch die Reibung der Räder und Zapfen absorbirten Effecte. Nennt man die erstere a, so ist die durch die Turbinenwelle übertragene Leistung

$$= [a\,(1 + 0{,}0158) + 1{,}937]\,(1 + 0{,}0171) + 1{,}315$$

$$\text{oder} = a . 1{,}03317 + 3{,}285 \text{ HP.}$$

Es ergiebt sich daraus für die verschiedenen Versuche:

Versuch Nr. I. Die wirkliche von der Turbinenwelle übertragene Arbeit:

$$= 104{,}82\,(1{,}033) + 3{,}285 = 111{,}56 \text{ HP.}$$

Versuch Nr. II. Die wirkliche Leistung der Turbine:

$$= 100{,}98\,(1{,}033) + 3{,}285 = 107{,}60 \text{ HP.}$$

Versuch Nr. III. Die wirkliche Leistung der Turbine:

$$= 97{,}845\,(1{,}033) + 3{,}285 = 104{,}36 \text{ HP.}$$

7) Der Wirkungsgrad der Turbine ergiebt sich nun schließlich aus den Daten von Nr. 4) und 6) für die verschiedenen Versuche wie folgt:

	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
Theoret. Effect =	156,123	152,50	146,0
Wirkl. Leistung =	111,56	107,60	104,36

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{111{,}56}{156{,}123} = 0{,}7146 \quad \frac{107{,}60}{152{,}50} = 0{,}705 \quad \frac{104{,}36}{146} = 0{,}715$$

Wirkung in % =	71,5	70,5	71,5

Digitized by Google

Dieses Ergebniß für die Ausnutzung so bedeutender Wasserquantitäten bei so kleinen Gefällen muß als ein sehr günstiges bezeichnet werden.

Anmerkungen des Verfassers zu vorstehender Turbinenanlage.

Die Differenz zwischen den oben erhaltenen Resultaten bezüglich der vom Motor consumirten Wassermenge und der auf den Zeichnungen eingeschriebenen rührt daher, daß die normale Weite der Canäle beider Räder bei der Ausführung etwas größer als in der Zeichnung angegeben, nämlich statt 66½ reichlich 70 Millimeter gehalten wurde, da jederzeit eine mehr als genügend große Wassermenge zur Verfügung steht.

Das Gefälle ergab sich in Folge ungünstiger Ablaufverhältnisse (die Stadtbehörde wollte die ihr vorgeschlagenen Aenderungen des Ablaufcanales nicht ausführen, da die Nothwendigkeit einer günstigsten Ausnützung der Wasserkraft nicht vorliegt, indem überflüssige Betriebskraft vorhanden ist) kleiner als angenommen worden war.

200pferdige Girardturbine der Baumwollspinnerei in Bülach. (Canton Zürich, Schweiz.)

(Installation der Maschinen-Werkstätte St. Georgen bei St. Gallen, Schweiz.)

Die vorliegende Turbine wurde für die sehr günstigen Verhältnisse einer Wasserkraft mit ganz constantem Gefälle und unveränderlichen Wasserspiegelhöhen und einem veränderlichen Wasserquantum ausgeführt.

Das Gefälle ist 4,200 Meter; die Wassermenge per Secunde = 4900 Liter im Maximum.

Die maximale Leistung der Turbine = 205 Pferdekräfte bei 75% Wirkungsgrad. Die Anordnung der Turbine ist ähnlich derjenigen auf Tafel 13.

Die Construction des Schaufel-Apparates nebst einem Durchschnitt durch den Kranz des Leit- und Laufrades lassen die beiden Fig. 3 und 4 auf Tafel 11 erkennen.

Das Leitrad hat 60 Canäle von 225 Millimeter lichter Breite und 53½ Millimeter normaler Weite an der Austrittstelle.

Es ist daher die Summe △ der normalen Ausflußquerschnitte

$$0{,}225 \cdot 0{,}0535 \cdot 60 = 0{,}7222 \square\text{Meter.}$$

Digitized by Google

Nun ist das Freihängen der Turbine 50 Millimeter; die Höhe des Laufrades 300 Millimeter; somit das Druckgefälle h_1 bis untere Ebene Leitrad $= 4{,}200 - 0{,}350 = 3{,}850$ Meter. Dieser Druckhöhe entspricht der Werth $\sqrt{2 g h_1} = 8{,}691$ Meter und die Ausflußgeschwindigkeit $0{,}85 \sqrt{2 g h_1} = 7{,}387$ Meter.

Der nöthige Werth von $\triangle$ wird sonach $\frac{4{,}900}{7{,}387} = 0{,}663$ □Meter.

Die Constructeure haben daher den Werth von $\triangle$ etwas größer als nöthig gehalten, wie gewöhnlich sicherheitshalber geschieht und was nur zu billigen ist.

Der mittlere Durchmesser der Turbine ist 2,400 Meter; die untere Weite des Laufrades 642 Millimeter und die normale Ausflußweite der 60 Laufradcanäle 45 Millimeter. Es wird sonach der Ausflußquerschnitt an der unteren Laufradebene

$$\triangle_1 = 60 . 0{,}642 . 0{,}045 = 1{,}733 \text{ □Meter.}$$

Prüft man nun die vorliegende Turbine auf die richtige Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle, so ergiebt sich zunächst für die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, der Werth $u = 0{,}55 \sqrt{2 g h_1} = 0{,}55 . 8{,}691 = 4{,}780$ Meter und zwar unter der Voraussetzung, daß das Wasser den wirklich freien Ausflußquerschnitt des Leitrades (nach Abrechnung der Verengung durch die Radschaufelkanten des Laufrades) mit $0{,}96 \sqrt{2 g h_1}$ Geschwindigkeit durchfließe und bei einer angenommenen Umfangsgeschwindigkeit von $0{,}56 \sqrt{2 g h_1}$.

Die letztere Geschwindigkeit ergiebt sich nämlich aus den Schaufelwinkeln der Turbine für einen stoßfreien Uebertritt des Wassers ins Laufrad.

Aus dem obigen Werthe von u ergiebt sich nun unter Berücksichtigung der Beschleunigung durch die Höhe des Laufrades von 300 Millimeter herunter die relative Ausflußgeschwindigkeit aus den Laufradcanälen zu

$$\text{Druckhöhe für } u_1 = \frac{u^2}{2g} + \text{Radhöhe} = \frac{4{,}78^2}{2 . 9{,}80} + 0{,}300 = 1{,}46 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit selbst wird sonach bei 0,95 Coefficient für Reibungsverlust:

$$u_1 = \sqrt{2 . 9{,}8 . 1{,}46} \times 0{,}95 = 5{,}35 \text{ Meter.}$$

Daraus folgt als Summe der Querschnitte der sämmtlichen ausfließenden Wasserstrahlen (aus dem Laufrade)

Digitized by Google

$$\triangle_2 = \frac{0{,}85\sqrt{2\,g\,h_1}\,.\,\triangle}{5{,}35} = \frac{0{,}85\sqrt{19{,}6\,.\,3{,}85}\times 0{,}722}{5{,}35} = \text{nahe } 1\,\square\text{Meter},$$

und es wird schließlich die Dicke der einzelnen Wasserstrahlen in jedem der 60 Laufradcanäle an der Austrittstelle

$$= \frac{1}{60\,.\,0{,}642} = 0{,}0260 \text{ Meter oder } = 26 \text{ Millimeter.}$$

Es bleibt somit zwischen dem Wasserstrahl und der convexen Schaufelseite ein freier Zwischenraum von 45 — 26 = 19 Millimeter, wenn man annimmt, daß der Wasserstrahl sich ungeachtet der sehr starken Ausweitung von $\frac{642}{225}$ sich auf die ganze Schaufelbreite ausdehne, was jedoch wegen dem centrifugalen Bestreben des Wassers nicht der Fall ist, weil die Schaufelconstruction nach der alten Methode durchgeführt ist.

Für den Werth $u_1 = 5{,}35$ Meter und die Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}56\sqrt{2\,g\,h_1}$ wird bei dem Austrittwinkel von 24° (da 5,35 Meter $= 0{,}617\sqrt{2\,g\,h_1}$) der Werth der absoluten Ausflußgeschwindigkeit $w = 0{,}25\sqrt{2\,g\,h_1}$ und der Austrittverlust (bezogen auf $\sqrt{2\,g\,h}$ und nicht auf $\sqrt{2\,g\,h_1}$) nahe $1/4^2 = 1/16$ oder 6%.

Wie sowohl die Construction als auch die Rechnung ergiebt, ist die Richtung von w vertical, d. h. die Uebereinstimmung von v, u und u_1 vollkommen richtig.

Die vorliegende Turbine hat denn auch in sehr zufriedenstellender Weise gearbeitet.

Günstig für die gute Wirkung des Wassers ist der ziemlich große Durchmesser der Turbine bei der verhältnißmäßig kleinen radialen Breite der Leitcanäle, sowie ferner die große Höhe des Laufrades von 300 Millimeter. Die letztere gestattet es, den Laufradcanälen eine sehr sanft gebogene Fläche zu geben.

Die Turbine ist mit verticalen Schiebern auf jede Leitschaufel versehen, welche durch den bekannten Regulirkranz mit gebrochener Nuthe gehoben und gesenkt werden.

Das Laufrad ist, um die beim Gießen entstehende Spannung unschädlich zu machen, aus 2 Theilen gegossen, d. h. es ist der Radkranz mit den Blechschaufeln aus einem Stück und das Kreuz mit Nabe aus einem besonderen Stück gegossen. Der Zwischenraum zwischen den Radarmen des Leitrades (welches ebenfalls getrenntes Armkreuz hat) ist mit gußeisernen Deckeln geschlossen.

Die Zeichnung (Fig. 3 Tafel 11) zeigt die Form des absoluten

Digitized by Google

Wasserweges im Laufrade, welches eine sanft und gleichmäßig gebogene Curve bildet.

Da sowohl das Leitrad als auch das Laufrad mit verhältnißmäßig dünnen Blechschaufeln versehen ist, wird bei der vorliegenden Turbine die Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufelkanten geringer sein als gewöhnlich und die Turbine mehr Wasser consumiren als $Q = \triangle . 0{,}85 \sqrt{2 g h_1}$. Es dürfte sein $Q = \triangle . 0{,}90 \sqrt{2 g h_1}$ bis $\triangle . 0{,}92 \sqrt{2 g h_1}$.

Die Anwendung eisenblechener Schaufeln beim Laufrade ist natürlich für die Wirkung des Wassers sehr vortheilhaft, erfordert jedoch sehr starke Seitenkränze, wenn man gegen Brüche gesichert sein will. Es müssen die Schaufeln tief eingegossen sein. Hier sind dieselben im innern Kranze 25 Millimeter tief eingegossen und im äußern Kranze 15 Millimeter tief (sammt den Schwalbenschwänzen verstanden) eingegossen und es ist der innere Kranz 50 Millimeter dick und der äußere 31 Millimeter. Die Schaufeln aus Blech werden im Laufrad gern lose und es ist daher für die ganze Sicherheit eines ununterbrochenen Geschäftsbetriebes vortheilhafter, im Laufrade gußeiserne Schaufeln anzuwenden.

Die Turbine ist mit Oberwasserzapfen, hohler Gußwelle und innerer Standsäule versehen.

Die Gewichte der wesentlichsten Bestandtheile des Motors sind folgende:

a)	Leitrad mit 60 Schaufeln, sammt 8armigem Kreuz und Stopfbüchse	1960 Kilogr.
b)	Laufrad mit 60 Schaufeln, sammt 10armigem Kreuz	3420 „
c)	Gußwelle 4800 Millimeter lang, 330/240 Millimeter Durchmesser	1880 „
d)	Innere Standsäule 4800 Millimeter lang, 180 Millimeter dick	920 „
e)	Bodenständer für die Standsäule	290 „
f)	Deckel auf das Leitrad zwischen Armen und zwischen Kranz und Tragbalken	500 „
g)	Regulirungs-Mechanismus mit Schiebern, Stangen, Kränzen ꝛc.	1850 „
	Total . .	10820 Kilogr.

Digitized by Google

48pferdige Girardturbine der Mühle von Herrn C. Müller in Langenargen (am Bodensee).

(Installation der Maschinen-Werkstätte St. Georgen bei St. Gallen, Schweiz.)

Der Motor ist gebaut für eine stark veränderliche Wassermenge von 1 bis 3 Cubikmeter per Secunde und ein constantes Gefälle von 1,566 Meter und entwickelt dabei eine Leistung von 15 bis 48 Pferdekr. Die Fig. 1 auf den Tafeln 13 und 14 zeigen den Verticalschnitt und Grundriß der Anlage mit dem Hauptgetriebe in $^1/_{20}$ der wirklichen Größe.

Gegenüber der vorher betrachteten Turbine hat die vorliegende schon einen wesentlich kleineren Durchmesser bei größerer radialer Breite der Leitcanäle. Letztere Breite ist 300 Millimeter und nicht, wie in der Zeichnung eingeschrieben, 280 Millimeter. Der große Durchmesser mußte hier der Concurrenz gegenüber (kostenhalber) verlassen werden, so vortheilhaft derselbe sein würde.

Das Leitrad hat 42 Canäle von 54 Millimeter normaler Weite s und 300 Millimeter Breite, und es ist daher $\triangle = 42 \,.\, 0{,}054 \,.\, 0{,}300 = 0{,}680$ □Meter.

Das Laufrad hat 42 Canäle von 45 Millimeter normaler Austrittweite und 680 Millimeter unterer Ausflußbreite. Die Höhe des Laufrades ist 300 Millimeter, das Freihängen 50 Millimeter.

Es ist daher die Druckhöhe bis untere Ebene Leitrad = 1,216 Meter $= h_1$ und der Werth $\sqrt{2\,g\,h_1} = 4{,}872$ Meter.

Als Ausflußgeschwindigkeit für das Leitrad ergiebt sich (auf den vollen Ausflußquerschnitt reducirt) der Werth:

$$\frac{Q}{\triangle} = \frac{3{,}000}{0{,}680} = 4{,}41 \text{ Meter.}$$

Dies ist: $\frac{4{,}41}{4{,}872} = 0{,}90\,\sqrt{2\,g\,h_1}$.

Dieser Coefficient (statt 0,85) ist hier zulässig, da Leit- und Laufrad dünne schmiedeeiserne Schaufeln haben.

Die Turbine macht $28^1/_2$ Umdrehungen pro Minute und es ist daher bei dem mittlern Durchmesser derselben von 1,836 Meter die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{28{,}5 \,.\, 3{,}14 \,.\, 1{,}836}{60} = 2{,}736 \text{ Millimeter, oder } \frac{2{,}736}{4{,}872} = 0{,}56\,\sqrt{2\,g\,h_1}.$$

Digitized by Google

Die Schaufelform von Leit- und Laufrad ist genau dieselbe wie diejenige der vorhergehenden Turbine Fig. 3 Tafel 11.

Gegenüber der vorhergehend betrachteten Turbine wird hier wegen dem viel kleineren Gefälle die Beschleunigung des Wassers durch den Fall durch das Laufrad herunter wesentlich größer. Es wird nämlich (wie Construction und Rechnung ergiebt) für die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_1}$ (auf den verengten Ausflußquerschnitt bezogen) und bei der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}56\sqrt{2\,g\,h_1}$ die relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes in das Laufrad $u = 0{,}55\sqrt{2\,g\,h_1}$ $= 2{,}68$ Meter, welcher die Druckhöhe $\frac{u^2}{2g}$ von 0,37 Metern entspricht. Addirt man zu derselben die Höhe des Laufrades von 0,300 Meter, so erhält man $0{,}37 + 0{,}30 = 0{,}67$ Meter als Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus dem Laufrade, und es ist diese Geschwindigkeit selbst $= \sqrt{2 \,.\, g \,.\, 0{,}67} = 3{,}62$ Meter.

Die constructive Anordnung der Turbine ist aus der Zeichnung Tafel 13 und 14 deutlich ersichtlich. Die Turbine ist wieder mit Oberwasserzapfen q r, mit hohler Gußwelle D und innerer schmiedeeiserner Standsäule E angeordnet, welche Letztere in dem Ständer F durch Feder und Nuth, sowie durch 2 Stellschraubeu festgehalten ist.

Das Leitrad sitzt mit 8 angegossenen Luppen direct auf dem Gebälke J auf, welches dem Boden der Wasserkammer als Auflage dient. Lauf- und Leitrad haben angeschraubtes Nabenkreuz. Das Leitrad ist zudem durch schmiedeeiserne Zugstangen d noch an das obere Quergebälke n geschraubt, so daß nicht der ganze Wasserdruck von den Blechschaufeln getragen werden muß. Das Gebälke J ruht auf 6 gußeisernen Säulen H, von welchen 4 bis an das obere Transmissions- und Regulir-Gebälke n 22 hinaufreichen und dasselbe stützen. Diese Anordnung ist sehr empfehlenswerth.

Der Motor ist mit completem Regulirungs-Mechanismus versehen. Die Schieber in den Leitcanälen sind mit 27 bezeichnet. Die Schieberstangen z_1 sind an ihrem obern Ende mit Kloben z versehen, deren Zapfen in die gebrochene Nuthe des Regulirkranzes X eingreifen. Letzterer läuft auf Rollen Y. Die Bewegung des Regulirkranzes erfolgt durch Verzahnung W nebst Kolben, Stirngetriebe 17, 19 und Handrad 18.

Die obern Hauptbalken 22 sind im Grundrisse durch diagonale Mauerstreben 23 aus Gußeisen gegen seitliche Vibrationen versteift.

Die verlängerte Turbinenwelle t ist in der deutlich aus der Zeich-

Digitized by Google

nung ersichtlichen Weise mit dem Oberwasserzapfen-Kopf der Turbinenwelle verbunden.

Die Gewichte der einzelnen Bestandtheile der vorliegenden Turbine sind folgende·

Laufrad mit Kreuz	2030	Kilogramm
Leitrad „ „	1300	„
6 Säulen	440	„
Gußdeckel auf Leitrad	280	„
Ständer F	230	„
Turbinenwelle von Gußeisen	530	„
Standsäule	340	„
38 Schieberstangen und Kloben . . .	410	„
Führungskranz der Regulirung . . .	180	„
Beweglicher Regulirkranz	305	„
Obere schmiedeeiserne Turbinenwelle . .	220	„
Verbindungs-Muffe	250	„
4 Zugstangen	56	„
Verticales Lager der Turbinenwelle . .	280	„

54pferdige Girardturbine in der Holzschleiferei des Herrn Spiro in Petschmühle, Oesterreich.

(Installation von C. A. Specker in Wien.) Tafel 15.

Die Turbine ist gebaut für ein Gefälle von $6^1/_2$ Wiener Fuß oder 2,054 Meter, und eine maximale Wassermenge von 85 Wiener Cubikfuß oder 2,686 Cubikmeter per Secunde.

Die maximale Leistung ist 54 Pferdekräfte. Die Höhe des Laufrades ist 300 Millimeter; das Freihängen 54 Millimeter; daher die Druckhöhe h_1 bis untere Ebene Leitrad = 1,700 Meter.

Nun ist $\sqrt{2 g h_1} = 5{,}775$ Meter und $0{,}85\sqrt{2 g h_1} = 4{,}90$ Meter. Es wird somit die Summe der normalen Ausflußweiten

$$\triangle = \frac{2{,}686}{4{,}90} = 0{,}550 \square \text{Meter.}$$

Die Turbine hat 30 Leitcanäle von 70 Millimeter normaler Austrittweite und 330 Millimeter Breite, so daß mithin der wirkliche Werth von $\triangle = 0{,}690$ □Meter beträgt; es ist daher die Turbine sicherheitshalber größer als sie sein müßte.

Digitized by Google

Der Durchmesser der Turbine ist nur 1,738 Meter bei 330 Millimeter Breite der Leitcanäle d. h. es ist dieser Durchmesser ein sehr kleiner und wurde billigkeitshalber so gewählt.

Der Motor macht 34 Umdrehungen in einer Minute. Die Disposition ist dieselbe wie bei der vorhergehenden Turbine, nur sind die das obere Gebälke stützenden Säulen weggelassen worden, da die geringe Länge der Balken dies wohl erlaubt hat.

Auch dieser Motor ist wie der vorhergehend betrachtete mit completer Schieberregulirung durch verticale Schieber auf jede Schaufel, Regulirkranz mit gebrochener Nuthe und Handgetriebe versehen. Die Schaufeltheilung von 182 Millimeter (bei Leit- und Laufrad gleich groß) ist für eine reine Actionsturbine eine sehr große zu nennen und kann als das Maximum des Erlaubten betrachtet werden. Die Räder haben eisenblechene Schaufeln.

Die Breite der Laufradcanäle an der Austrittstelle ist 744 Millimeter; die normale Weite an derselben Stelle 70 Millimeter. Wie die Rechnung zeigt, würde dabei für den ungestörten Durchfluß des Wassers ein bedeutender freier Raum zwischen Wasserstrahl und converer Schaufelseite verbleiben.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Turbine ist bei 34 Umdrehungen per Minute

$$v = \frac{1{,}738 \,.\, 3{,}14 \,.\, 34}{60} = 3{,}09 \text{ Meter per Secunde}$$

$$\text{oder} = \frac{3{,}09}{5{,}775} = 0{,}53 \sqrt{2\,g\,h_1},$$

was bei dem Austrittwinkel des Laufrades von $25\frac{1}{2}^0$ einen guten Austritt ergiebt.

OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

Auch diese Turbine ist mit Oberwasserzapfen, hohler Gußwelle mit innerer Standsäule und mit angekuppelter schmiedeeiserner Verlängerung der Turbinenwelle angeordnet und ist alles Diesbezügliche deutlich aus der Zeichnung ersichtlich.

Anlage zweier 135pferdiger Girardturbinen der Floret-Spinnerei Alioth & Co. in Arlesheim (Basel, Schweiz).

(Installation von Socin u. Wick in Basel.)

Die Tafeln 31, 32 und 33 zeigen die Anlage in $\frac{1}{30}$ der wirklichen Größe. Die Größe der Tafeln gestattete es leider nicht, die ganze

Digitized by Google

Anlage in übersichtlicher Weise in diesem deutlichen Maßstabe zu geben, welch letzterer für die Details nothwendig ist.

Es sind 2 Turbinen in neben einander befindlichen, durch einen Mittelpfeiler getrennten Turbinenkammern vorhanden und ist die Anlage in Bezug auf den Mittelpfeiler eine ganz symmetrische, so daß die Abbildung der einen Hälfte oder Kammer genügt.

Tafel 31 stellt nun den Längenschnitt durch den obern Theil der Kammer mit dem Mittelpfeiler und den Haupttransmissionen dar; Tafel 32 zeigt den Querschnitt dieses obern Theiles und Tafel 33 enthält einen Längenschnitt durch den untern Theil der Kammer sammt Turbine und conischem Getriebe. Tafel 33 ist daher unten an Tafel 31 so angeschoben zu denken, daß die conischen Räder sich decken.

Die vorhandene Wasserkraft besteht in einem Gefälle von 8,200 Meter und einer veränderlichen Wassermenge von 1500 bis 3200 Liter pro Secunde, welche durch zwei Turbinen ausgenützt wird. Das Wasser wird den Turbinen durch eine gemeinschaftliche Rohrleitung zugeführt und vertheilt sich durch die beiden nach links und rechts abzweigenden Rohrleitungen auf die beiden Turbinen, welche von genau gleicher Construction und Größe sind.

Jede der beiden Turbinen ist für eine maximale Wassermenge von 1600 Liter pro Secunde construirt und entwickelt bei 8,200 Meter Gefälle eine effective Kraft von 136 Pferden. Jede Turbine ist mit Regulirung durch verticale Schieber auf jeder Schaufel versehen und kann somit der variablen Wassermenge vollkommen angepaßt werden.

Die Bewegung der Schieber oder die Regulirung der beiden Turbinen kann auf dreierlei Weise bewerkstelligt werden und zwar entweder von Hand, oder selbstthätig durch einen gewöhnlichen Centrifugal-Regulator, oder endlich durch eine Schwimmer-Vorrichtung.

Die eigentliche selbstthätige Regulirung geschieht durch den Regulator, so lange nämlich zu diesem Zwecke Wasser genug vorhanden ist und die Turbinen zur Beseitigung der gewöhnlichen, während des normalen Betriebes eintretenden Schwankungen in der Geschwindigkeit der Transmission bald geöffnet und bald geschlossen werden müssen.

Natürlich können diese Schwankungen nur so lange durch den Regulator berichtigt werden, als ein theilweises Aufmachen der Schieber den Durchfluß einer größeren Wassermenge zur Folge hat. Dagegen hört die richtige Wirkung des Regulators auf, sobald bei eintretendem Wassermangel der Motor schon der überhaupt vorhandenen Wassermenge entsprechend geöffnet ist, da der Regulator in diesem Falle bei zu kleiner Geschwindigkeit der Transmission noch mehr Canäle der

Digitized by Google

Turbine aufmacht, wonach der Effect der Turbine schlechter wird, weil der Ober-Wasserspiegel im Wasserkasten zu sinken beginnt. In diesem Falle wirkt also der Regulator verkehrt und es muß daher die Regulirung der Turbine durch eine Schwimmer-Vorrichtung bewerkstelligt werden, welche die Turbine nur so weit zu öffnen gestattet, daß der Oberwasserspiegel jederzeit constant bleibt.

Die Turbinen übertragen ihre Kraft durch die conischen Getriebe a und a_1 auf eine Zwischenwelle c und von dieser durch Stirngetriebe auf die eigentliche Haupttransmission, welche außerdem noch mit einer Hilfsdampfmaschine in Verbindung steht, die zur Zeit des Wassermangels die fehlende Betriebskraft zu liefern hat.

Sowohl die conischen Getriebe, als auch die Stirngetriebe sind zum Ausrücken eingerichtet und letztere sind in der Stärke so gehalten, daß das eine Paar allein genügt, die Kraft beider Turbinen zu übertragen. Aus diesem Grunde ist auch die Zwischenwelle c in der Mitte zwischen beiden Stirngetrieben gekuppelt. Das Gebäude ist in Mauerwerk aufgeführt und die Lagerung der sämmtlichen Wellen ist an starken gußeisernen Balken bewerkstelligt, welche ohne Ausnahme auf Quadersteinen sitzen und mit Ankerschrauben fest heruntergebunden sind.

Was nun die Detail-Construction anbelangt, so ist zunächst die Anordnung der schmiedeeisernen Zuleitungsrohre mit gußeisernen Flanschen deutlich aus der Zeichnung zu entnehmen. Am Ende der Hauptleitung ist an der tiefsten Stelle ein Ablaufventil angebracht, um bei vorkommenden Reparaturen die Leitung ganz entleeren zu können.

Die Turbinen selbst sind mit eisenblechenen Wasserkasten A, das Leitrad w mit angegossenem Tragring auf 4 Säulen xx_2 ruhend angeordnet. Das Laufrad w_2 ist mit gespaltener Nabe gegossen und wird letztere durch schmiedeeiserne Ringe zusammengehalten; die Turbinenwelle setzt sich zusammen aus der inneren im Ständer y befestigten schmiedeeisernen Standsäule p und der äußeren hohlen, gußeisernen Turbinenwelle mit Oberwasserzapfen m. Der obere Theil k der Turbinenwelle besteht aus Schmiedeeisen und ist mittelst einer Kuppelung mit der eigentlichen gußeisernen Turbinenwelle verbunden.

Die Lagerung der Turbinenwelle ist unmittelbar über dem Wasserkasten bei i, sodann unter den conischen Getrieben bei h und über den conischen Getrieben bei c angebracht und zwar an starken Gußbalken l_2, l und c. Die Lagerung der horizontalen Wellen ist deutlich aus der Zeichnung zu entnehmen.

Die Regulirung der Turbinen geschieht durch verticale Schieber auf jedem Leitcanal, wobei je drei Schieber durch Querstücke und mit

Digitized by Google

einer gemeinschaftlichen Schieberstange t vereinigt sind, welche letztere den Deckel des Wasserkastens durchdringen und durch auf demselben angebrachte Führungssupporte s gehalten werden. Die verstärkten Enden der Schieberstangen sind auf die übliche Weise mit Zapfen und Rollen versehen, welche in die gebrochene Nuthe des beweglichen Regulirkranzes r eingreifen und bei der Drehung desselben gehoben oder gesenkt werden, je nach dem Sinne der Drehung. Der Regulirkranz r ist mit Verzahnung versehen und steht durch ein Getriebe mit dem Regulator in Verbindung. In dieses Getriebe ist ein Handgetriebe eingeschaltet, durch welches die Regulirung beliebig von Hand stattfinden kann, wobei jedoch vorher durch einen Hebel der Regulator vom Getriebe ausgeschaltet werden muß.

Die Schwimmer-Vorrichtung, welche den Oberwasserspiegel in constanter Höhe erhält, besteht aus einem Schwimmergehäuse, welches durch Leitungen mit der Rohrleitung und mit dem Oberwasser in Verbindung steht und in welchem ein Schwimmer so angebracht ist, daß derselbe, mit dem Oberwasserspiegel sinkend, den Regulator durch ein leichtes Gestänge so weit hebt, daß derselbe durch das Regulirgetriebe die Turbinen so lange zu schließen beginnt, bis der Oberwasserspiegel seine ursprüngliche Höhe erreicht hat.

Wasser-Motor von Schmidt,

Ingenieur in Zürich, Schweiz.

Diese Motoren, in welchen das Wasser gerade so wie der Dampf in einer Dampfmaschine auf den beweglichen Kolben eines Cylinders einwirkt, haben in neuerer Zeit eine große Verbreitung erlangt. Ganz besonders werden dieselben als Motoren für Kleinindustrie verwendet und leisten hierzu in der That recht brauchbare Dienste, obwohl diese Kolbenmaschinen auch mancherlei unangenehme Eigenschaften haben, welche bei der Betrachtung der Turbinen für kleinindustrielle Zwecke bereits hervorgehoben worden sind. (Man sehe Seite 590.)

Auf Tafel 58 ist ein eincylindriger Motor dieser Art im Verticalschnitt und Grundrisse, und ein zweicylindriger Motor im Verticalschnitte abgebildet.

Wie deutlich aus der Zeichnung ersichtlich, tritt das Wasser von unten durch die kugelförmige Begrenzungsfläche des Cylinders in den letztern ein und aus demselben heraus. Die bewegliche Dichtungsfläche

Digitized by Google

muß äußerst sorgfältig bearbeitet sein und kann mittelst Schrauben mit Kautschuk-Unterlagen auf das hohle Einlaufstück niedergedrückt werden. Diese fatale Dichtungsfläche ist der schwache Punkt an der vorliegenden sonst sehr einfachen Construction.

In neuester Zeit ist durch eine etwas abgeänderte Construction dieser Fehler beseitigt worden.

Der Motor ist in dieser neuen Anordnung recht empfehlenswerth (wo nicht die auf Seite 590 angegebenen Gründe gegen dessen Anwendung sprechen).

Derselbe ist ebenfalls nach dem Princip des oscillirenden Cylinders gebaut. Der Cylinder bewegt sich an Zapfen in zwei Lagern, die je an einem mit den resp. Kurbelwellenlagern gemeinsamen Lagerbock angebracht sind. Diese beiden Lagerböcke, welche also die Stuhlung für das Ganze bilden, sind auf eine gemeinsame Fundamentplatte geschraubt und überdies noch unter sich mit Traversen verbunden. Der Cylinder ist links und rechts mit genau adjustirten geraden Flächen versehen, die unter sich parallel und übrigens rechtwinklig zur Achse der Drehzapfen sind. In diese Flächen münden die Wassercanäle, die im untern Theil des Cylinders enthalten sind. Ihre andern Enden öffnen sich in die Bohrung des Cylinders. An diese Flächen lehnen sich mit ebenfalls genau adjustirten und aufgeschliffenen Seiten die beiden Vertheilungskasten, welche das Wasser vermittelst eines geeigneten unter der Fundamentplatte angebrachten Gußstückes aus der Zuleitung aufnehmen und abwechslungsweise an die obenbenannten Wassercanäle des Cylinders abgeben, welch letztere alsdann dasselbe hinter und vor den Piston leiten. Ein Schwungrad ist angebracht zur Ausgleichung der todten Punkte, welche an jedem Ende des Hubes vorkommen. Das Wasser, das seine Kraft abgegeben hat, wird jeweilen durch den zurückkehrenden Piston durch dieselben Canäle im Cylinder zurückgestoßen und findet wieder Aufnahme in den Vertheilungskasten durch besondere Oeffnungen links und rechts vom Einlaufcanal, welche es auf anderen Wegen wieder einem Entleerungscanal in dem Gußstück unter der Platte zuführen, von wo es entweder in die Dohle oder in ein Reservoir abgeleitet wird.

Oben benannte Vertheilungskasten werden vermittelst einer Art Buffer aus Kautschuk, in einem Metallgehäuse enthalten, die ihren Halt in der Lagerstuhlung genau gegenüber den Einlaufmündungen haben, leicht an die Cylinderflächen angeschraubt und zwar so, daß bei all' dem, daß der Anschluß der beiderseitigen Flächen wasserdicht sei, der Druck

(Fortsetzung auf Seite 632)

Digitized by Google

Dimensionen und Preise der

Gefälle in Meter =				20	30	40	50	Preis in Francs	60	70	80	Preis in Francs
Liter-Gehalt per Umdrehung	Anzahl der Cylinder	Geschwindigkeit Touren per Minute	Wasserverbrauch per Minute in Liter	Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft		Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft	
1/4 Liter	1	80-160	20-40	0,08-0,16	0,12-0,24	0,16-0,32	0,20-0,40	420	0,24-0,48	0,28-0,56	0,32-0,64	460
1/2 Liter	1	80-160	40-80	0,16-0,32	0,24-0,48	0,32-0,64	0,40-0,80	480	0,48-0,96	0,56-1,12	0,64-1,28	530
1 Liter	1	70-140	70-140	0,28-0,56	0,42-0,84	0,56-1,12	0,70-1,40	560	0,84-1,68	0,98-1,96	1,12-2,24	620
1 1/2 Liter	1	70-140	105-210	0,42-0,84	0,63-1,26	0,84-1,68	1,05-2,10	610	1,26-2,52	1,47-2,94	1,68-3,36	680
2 Liter	1	60-120	120-240	0,48-0,96	0,72-1,44	0,96-1,92	1,20-2,40	650	1,44-2,88	1,68-3,36	1,92-3,84	720
3 Liter	1	60-120	180-360	0,72-1,44	1,08-2,16	1,44-2,88	1,80-3,60	900	2,16-4,32	2,52-5,04	2,88-5,76	990
4 Liter	1	55-110	220-440	0,88-1,76	1,32-2,64	1,76-3,52	2,20-4,40	1200	2,64-5,28	3,08-6,16	3,52-7,04	1320
5 Liter	1	55-110	275-550	1,10-2,20	1,65-3,30	2,20-4,40	2,75-5,50	1600	3,30-6,60	3,85-7,70	4,40-8,80	1760
2 Liter	2	70-140	140-280	0,56-1,12	0,84-1,68	1,12-2,24	1,40-2,80	1340	1,68-3,36	1,96-3,92	2,24-4,48	1450
3 Liter	2	70-140	210-420	0,84-1,68	1,26-2,52	1,68-3,36	2,10 4,20	1620	2,52-5,04	2,94-5,88	3,36-6,72	1780
4 Liter	2	60-120	240-480	0,96-1,92	1,44-2,88	1,92-3,84	2,40 4,80	1900	2,88-5,76	3,36-6,72	3,84-7,68	2100
6 Liter	2	60-120	360-720	1,44-2,88	2,16-4,32	2,88-5,76	3,60-7,20	2500	4,32 8,64	5,04-10,08	5,76 11,52	2750
8 Liter	2	55-110	440-880	1,76-3,52	2,64-5,28	3,52-7,04	4,40-8,80	3100	5,28-10,56	6,16-12,32	7,04-14,08	3400
10 Liter	2	55-110	550-1100	2,20-4,40	3,30 6,60	4,40-8,80	5,50-11,00	3700	6,60 13,20	7,70-15,40	8,80-17,60	4700

Die Preise verstehen sich franco Bahnhof Zürich in

Digitized by Google

Kolben-Motoren obiger Construction.

90	100	110	120	Preis in Francs	130	140	150	Preis in Francs	Gewicht in Kilogramms	Verpackung in Francs
Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft		Pferdekraft	Pferdekraft	Pferdekraft			
0,36-0,72	0,40-0,80	0,44-0,88	0,48-0,96	485	0,52-1,04	0,56-1,12	0,60-1,20	550	70— 140	6— 9
0,72-1,44	0,80-1,60	0,88-1,76	0,96-1,92	555	1,04-2,08	1,12-2,24	1,20-2,40	625	100— 200	9—12
1,26-2,52	1,40-2,80	1,54-3,08	1,68-3,36	650	1,82-3,64	1,96-3,92	2,10-4,20	730	150— 300	12—15
1,89-3,78	2,10-4,20	2,31-4,62	2,52-5,04	710	2,73-5,46	2,94-5,88	3,15-6,30	790	190— 350	15—20
2,16-4,32	2,40-4,80	2,64-5,28	2,88-5,76	750	3,12-6,24	3,36-6,72	3,60-7,20	845	225— 400	18—24
3,24-6,48	3,60-7,20	3,96-7,92	4,32-8,64	1040	4,68-9,36	5,04-10,08	5,40-10,80	1170	300— 500	21—30
3,96-7,92	4,40-8,80	4,84-9,68	5,28-10,56	1380	5,72-11,44	6,16-12,32	6,60-13,20	1560	450— 750	24—32
4,95-9,90	5,50-11,00	6,05-12,10	6,60-13,20	1840	7,15-14,30	7,70-15,40	8,25-16,50	2080	650—1100	27—36
2,52-5,04	2,80-5,60	3,08-6,16	3,36-6,72	1540	3,64-7,28	3,92-7,84	4,20-8,40	1740	400— 800	30—40
3,78-7,56	4,20-8,40	4,62-9,24	5,04-10,08	1865	5,47-10,94	5,88-11,76	6,30-12,60	2100	500— 900	33—45
4,32-8,64	4,80-9,60	5,28-10,56	5,76-11,52	2185	6,24-12,48	6,72-13,44	7,20-14,40	2470	600—1000	36—50
6,48-12,96	7,20-14,40	7,92-15,84	8,64-17,28	2875	9,36-18,72	10,08-20,16	10,80-21,60	3250	750—1200	40—56
7,92-15,84	8,80-17,60	9,68-19,36	10,56-21,12	3565	11,44-22,88	12,32-24,64	13,20-26,40	4000	900—1500	45—60
9,90-19,80	11,00-22,00	12,10-24,20	13,20-26,40	4255	14,30-28,60	15,40-30,80	15,50-33,00	4800	1200—2000	50—70

Frankenwährung, Verpackung extra nach obigen Angaben.

Digitized by Google

auf dieselben ganz freie Bewegung des Cylinders gestatte. Diese Dichtung kann, vermöge des Wasserdruckes im Innern des Cylinders, der die Kasten von dem Cylinder abzudrängen strebt, so genau adjustirt werden, daß die Reibung zwischen den Flächen beinahe Null ist.

Die Dichtung zwischen den Einlauföffnungen durch die Fundamentplatte und den Vertheilungskasten, welche letztern etwas Spielraum gestatten muß, wird bewirkt vermittelst lederner Ringe, unterstützt von Metallringen, die in den Fuß der Kasten eingelassen werden.

Die Dichtigkeit zwischen den correspondirenden Oeffnungen für den Ausfluß wird einzig durch die unmittelbare Berührung der abgerichteten Flächen hergestellt.

Ein Windkessel ist in Verbindung mit der Luftströmung des Wassers gebracht.

Verwendung der Maschine.

Diese Maschine als Motor ist in erster Linie bestimmt, die Wasserkraft der in den meisten größern Städten eingeführten Wasserversorgungen zum Betriebe kleiner industrieller Gewerbe zu verwerthen und hat in dieser Eigenschaft Verwendung in Buchdruckereien, Lithographien, Tischlereien, mechanischen Werkstätten, Bierbrauereien, Waschanstalten, Metzgereien, Malerwerkstätten, ferner für Nähmaschinen, Dreschmaschinen, Aufzüge jeder Art ꝛc. ꝛc.

Im Fernern hat sie Verwendung zur Ausnützung jeder größern Wasserkraft, insofern die Wassersäule mindestens 20 Meter beträgt und das Wasser aus einem Reservoir fließt, welches Gerölle und Sand, das das Wasser etwa enthält, niederschlagen läßt.

Als Pumpe ist sie verwendbar zum Schöpfen jeder Art von Flüssigkeit, namentlich ist hervorzuheben ihre große Leistungsfähigkeit zu Feuerlöschzwecken.

200pferdige Turbinen-Anlage

installirt von Berthouart & F. Brault in Chartres (Eure et Loir) Frankreich. (Tafel 83.)

Die vom obgenannten Hause für die Bleicherei und Färberei in Thaon (Vogesen) ausgeführte Turbinen-Anlage besteht aus drei nebeneinander aufgestellten Turbinen, von welchen jede ein Gefälle von 3,000 bis 5,090 Meter und eine Wassermenge von 583 bis 2330 Litern

Digitized by Google

per Secunde construirt ist und dabei eine effective Leistung von 28 bis 80 Pferdekräften entwickelt. Die Wasserkraft ist eine äußerst veränderliche.

Es beträgt nämlich im Sommer die totale Wassermenge nur 1750 Liter (also 583 Liter per je eine Turbine) bei einem Gefälle von 5,090 Meter.

Im Winter dagegen steigt die totale Wassermenge auf 7000 Liter (also 2330 Liter für jede Turbine) und es sinkt das Gefälle auf 3,000 Meter, wobei die Turbine gänzlich im Wasser eingetaucht ist.

Da der Oberwasserspiegel höher liegt als die Transmission, mußten Turbinen mit geschlossenem Wasserkasten aufgestellt werden, welchen das Wasser durch 3 kurze Rohrleitungen aus dem Oberwassercanal zugeführt wird.

Hier fehlt uns leider der Raum, um die gesammte Anlage zu bringen; dagegen giebt Tafel 83 einen Verticalschnitt durch die Turbine in $^1/_{20}$ der wirklichen Größe.

Der Zulaufcanal hat oberhalb des Rechens eine Breite von 13 Meter bei einer Wassertiefe von 2,300 Meter. Es sind in demselben 3 Einlaufschützen von 2,560 Meter Breite und 2,000 Meter Wassertiefe angebracht, so daß die maximale Durchflußgeschwindigkeit (mittleres v) $\frac{2330}{2 \,.\, 2{,}560} = 0{,}450$ Meter per Secunde beträgt, was sehr wenig ist.

Die 3 Rohrleitungen, welche das Wasser den Turbinen zuführen, haben jede 2 Meter lichte Weite, so daß die maximale Durchflußgeschwindigkeit des Wassers in denselben $\frac{2333}{0{,}7854 \,.\, 2^2} = 0{,}743$ Meter per Secunde beträgt, was sehr günstig ist.

Bei dem größten Gefälle von 5,090 Meter und der kleinsten Wassermenge wurde ein Wirkungsgrad von 70% oder 83 Pferdekräften Gesammtleistung und bei dem kleinen Gefälle von 3 Metern und der großen Wassermenge von 7000 Litern ein Wirkungsgrad von 64% oder eine Gesammtleistung von 179 Pferdekräften garantirt.

Folgendes ist der Gang der Berechnung, welchen die Firma bei der Construction der Turbine in Anwendung gebracht hat.

Es ist bei dem kleinen Gefälle (im Unterwasser eingetauchter Turbine) die Druckhöhe genau gleich dem ganzen Gefälle, also 3 Meter und daher die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h} = 7{,}670$ Meter.

Der Constructions-Coefficient (so nennt das Haus den Corrections-

Digitized by Google

Coefficienten) ist nun erfahrungsgemäß = 0,80 und die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit wird 7,67 . 0,80 = 6,136 Meter per Secunde.

Die Dimensionen der Turbine sind folgende:

Mittlerer Durchmesser	1,700	Meter
Anzahl der Umdrehungen per Minute .	45	
Breite der Leitcanäle am Austritt . .	0,270	"
Normale Weite der Leitcanäle . . .	0,027	"
Anzahl der Leitcanäle	54	
Summe der normalen Ausflußquerschnitte	0,393	□ Meter

Maximale durch die Turbine fließende Wassermenge = 0,393 . 6,136 . . . 2,411 Cubikmeter per Sec. d. h. 78 Liter mehr als laut Messung im Maximum vorhanden. Es ist dies eine kleine Sicherheitszugabe.

Es sind somit im Winter bei dem großen Wasserstande alle 3 Turbinen vollständig geöffnet, während im Sommer bei dem kleinen Wasserstande und dem großen Gefälle nur 2 Turbinen in Thätigkeit und auch diese nicht ganz geöffnet sind.

Es beträgt nämlich das Freihängen der untern Leitradebene über dem Unterwasser bei dem Gefälle von 5,090 Meter = 240 Millimeter, so daß die wirksame Druckhöhe 5,090 = 0,240 = 4,840 Meter beträgt.

Dieser entspricht die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$ = 9,740 Meter.

Bei nicht eingetauchter Turbine ist der Ausfluß-Coefficient erfahrungsmäßig 0,84.

Der nöthige Ausflußquerschnitt für die ganze vorhandene Wassermenge von 1750 Litern ist daher im Sommer nur $\frac{1,750}{9,740 \,.\, 0,83} = 0,213$ □ Meter.

Da jede einzelne Turbine 0,393 □ Meter normalen Ausflußquerschnitt hat, würde somit im Sommer eine einzige Turbine für die Consumirung der ganzen Wassermenge vollständig genügen. Da jedoch bezüglich der Stärke der Construction jede Turbine nur auf 60 Pferdekräfte berechnet ist, wird im Sommer das Wasser auf 2 Turbinen vertheilt, wobei jede derselben 40 Pferdekräfte leistet.

Dieser ganz niedrige Wasserstand ist übrigens auch selten und nie während längerer Zeit vorhanden, so daß auch im Sommer 2 Turbinen meist voll oder nahezu ganz beaufschlagt sind.

Im äußersten Falle sind also bei niedrigstem Wasserstande 2 Turbinen auf je $^1/_3$ ihrer Ausflußquerschnittes geöffnet und für dieses Verhältniß wurden die obenerwähnten 70% Wirkungsgrad garantirt,

Digitized by Google

während bei mittlerm Wasserstande, d. h. bei zu $^2/_3$ und mehr geöffneten Turbinen der Wirkungsgrad 75% und bei ganz offenen Turbinen noch größer sein soll.

Was nun die Construction der Turbine selbst anbelangt, so ist dieselbe aus Tafel 83 deutlich ersichtlich.

Die Welle ist mit Oberwasserzapfen und mag hier noch bemerkt werden, daß das Haus Fontaine, dessen Nachfolger Berthouart & Brault sind, die Oberwasserzapfen zuerst in Anwendung gebracht hat resp. die Erfinderin derselben ist.

Die Regulirung der Turbine geschieht durch Zudecken oder Abdecken der Leitcanäle durch ein sich darauf legendes flaches, auf eine conische Trommel gewickeltes Kautschukband, dessen eines Ende an der Trommel und dessen anderes am Leitrade befestigt ist.

Die conischen Trommeln, deren hier 2 vorhanden sind (eine für jeden halben Radumfang) sind wie bei einer Sandreibe auf einer gemeinschaftlichen Achse drehbar, welche ihrerseits sich um die Achse der Turbine dreht oder vielmehr um einen zur Achse der Turbine concentrischen Hals des Leitrades.

Um den Trommeln die Bewegung zu ertheilen, sind an denselben conische Räder befestigt, welche in eine am Leitrade angebrachte Verzahnung eingreifen. Eine zweite Verzahnung ist an der gemeinschaftlichen Achse (dem Mitnehmer) der Trommeln angebracht und greift in diese Verzahnung des Kolbens ein, welcher entweder durch ein von dem Fabriklocale aus zu handhabendes oder wie hier über der Turbine angebrachtes Regulirgetriebe seine Bewegung erhält.

Wie man leicht finden wird, verhindert die am Leitrade befestigte Verzahnung (in welche die an den Trommeln befestigten conischen Getriebe eingreifen) ein etwaiges Schleifen der Trommeln auf dem Leitrade, indem die Trommeln, um eine Bewegung um die Achse der Turbine machen zu können, genöthigt werden, sich um ihre eigene Achse zu drehen, wobei das Kautschukband sich auf das Leitrad niederlegt oder sich auf die Trommel wieder aufwickelt.

Einen eigenthümlichen Querschnitt zeigt das Laufrad. Es ist nämlich dasselbe sehr wenig ausgeweitet, dagegen biegen sich die Canäle nach unten auswärts heraus, um dem centrifugalen Bestreben des Wassers keinen Widerstand entgegenzusetzen. (Man sehe die Bemerkung des Verfassers hierüber am Schlusse der vorliegenden Beschreibung.)

Die Schaufelkanten des Laufrades sind nicht beide radial gestellt, sondern es stehen die obern Kanten radial, während die untern Kanten den obern parallel stehen. Als Zweck dieser Schaufelstellung giebt die

Digitized by Google

Firma an, daß dabei der relative Wasserweg von gleicher Länge am äußern und innern Umfange werde. (Siehe meine Bemerkung am Schluß.)

Die conischen Räder, welche die Kraft weiter übertragen, haben dasjenige auf der Turbinenwelle 2,000 Meter Diameter 90 Zähne von 200 Millimeter Breite und das andere 1,355 Meter Diameter 61 Zähne von 200 Millimeter Breite und macht die Welle dieses Rades 66 Umdrehungen in einer Minute.

Bemerkungen des Verfassers zur vorstehenden Turbinen-Anlage.

Da das Haus Berthouart & Brault (ehemals Fontaine) das älteste Haus ist, welches Turbinen baut und von demselben bereits über 4000 Turbinen und Wasserräder ausgeführt worden sind, so steht zu erwarten, daß die betrachtete Turbinen-Anlage eine gelungene sei. Dies ist auch in jeder Hinsicht der Fall, insofern es sich um die allgemeine Anordnung und die gute Ausführung des Ganzen handelt.

Die Construction des Laufrades dagegen und diejenige des Schaufelapparates überhaupt scheint dem Verfasser nicht sehr mustergiltig zu sein.

Dadurch, daß man dem Wasser Gelegenheit giebt, dem Bestreben, von der Achse weg zu fliehen, Folge leisten zu können, werden die schädlichen Folgen dieses Bestrebens nicht nur nicht aufgehoben, sondern vermehrt, weil das Wasser eine wesentlich größere absolute Ausflußgeschwindigkeit und eine unrichtige (nicht parallel der Achse gerichtete) Ausflußrichtung erhält. Man sehe hierüber § 73 und folgende.

Eine genaue Prüfung des Schaufelapparates hat ergeben, daß diese Fontaine'schen Turbinen nicht reine Actionsturbinen sind, daß dieselben vielmehr Reactionsturbinen sind, welche zwar mit geringem Reactionsgrade arbeiten.

Würde letzteres nicht der Fall sein, so müßte die starke Ablenkung des Wassers im Laufrade nach Außen jedenfalls viel schädlicher wirken, als dies ohnehin der Fall sein dürfte.

Bremsversuche an einer Turbine von Berthouart & Brault.

Das genannte Haus legte den Mitgliedern der Jury der Pariser Weltausstellung 1878 die Resultate einiger Versuche vor, welche an

Digitized by Google

Turbinen gleicher Construction, wie die oben betrachtete, angestellt worden sind.

Zur Vergleichung werden noch die Versuchsresultate angeführt, welche dasselbe Haus mit einem von ihm construirten Sagebien-Wasserrade erhalten hat.

Auch hier muß ich auf meine Bemerkungen am Schlusse des Artikels verweisen.

Die Versuchsturbine treibt eine Mühle bei Lorient, am Ufer des Meeres gelegen. Das veränderliche, durch die Ebbe und Flut entstehende Gefälle variirt von 0 bis 2,700 Meter.

Durch die Flut wird ein großes Reservoir angefüllt, welches während der Ebbe den Motor speist, welch letzterer 40 HP im Maximum entwickeln soll. Die Versuche, welche über Erfüllung der vertragsmäßigen Bedingungen zu entscheiden hatten, wurden vorerst während der größten Ebbe angestellt.

Die Vermessung geschah mittelst eines Prony'schen Zaumes von 4,495 Meter Hebellänge, welcher auf dem Vorgelege der Turbine angebracht war.

Das Ergebniß der Versuche, welche durch den Marine-Ingenieur Willotte vorgenommen worden sind, ist folgendes:

Zur Herstellung des Gleichgewichtes der leer beweglichen Bremse war ein am Hebelende angehängtes Gewicht von 143 Kilogramm erforderlich.

Bei angezogener Bremse und 21 Umdrehungen der Welle in einer Minute mußte ein ferneres Gewicht von 165 Kilogramm an das Hebelende angehängt werden.

Es war somit die effectiv geleistete Arbeit

$$T_v = \frac{2\pi R . P n}{60 . 75} = \frac{2 . 3{,}14 . 4{,}495 . 21 . (143 + 165)}{60 . 75} = 40{,}50 \text{ HP}.$$

Die Dimensionen der Turbine waren folgende:

Mittlerer Durchmesser	2,110	Meter
Totale Anzahl Leitcanäle	46	
Breite der Oeffnungen	0,264	„
Normale Weite	0,043	„
Offene Anzahl Leitcanäle	32	

Das ausfließende Wasserquantum ist

$$Q = n . o . \sqrt{2 g p} . k,$$

wenn n die Anzahl Canäle, o den Austrittquerschnitt eines Canales, p das Druckgefälle und k den Ausfluß-Coefficienten bezeichnet.

Digitized by Google

Es war $o = 0{,}264 \cdot 0{,}043 = 0{,}01135$ □Meter.

Das totale Gefälle war 2,180 Meter. Die Höhe der unteren Leitradebene über dem Unterwasser 0,365 Meter und somit die Druckhöhe für den Wasserausfluß $p = 2{,}180 - 0{,}365 = 1{,}815$ Meter, sodaß $\sqrt{2gp} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}815} = 5{,}960$ Meter war.

Für k wurde der allgemein übliche Werth 0,85 in Rechnung gebracht, wobei sich ein von der Turbine consumirtes Wasserquantum von $Q = 32 \cdot 0{,}01135 \cdot 5{,}96 \cdot 0{,}85 = 1{,}835$ Cubikmeter pro Secunde ergiebt.

Der theoretische Effect der Wasserkraft war daher:

$$\frac{1000\,Q\,h}{75} = \frac{1835 \cdot 2{,}180}{75} = 53{,}33 \text{ HP},$$

und der Wirkungsgrad $= \frac{40{,}58}{53{,}33} = 0{,}76$, wobei die Reibung der Räder und diejenige der Transmission in den Lagern nicht berücksichtigt worden ist, welche beiden Factoren den wirklichen Werth des Wirkungsgrades noch als etwas günstiger erscheinen lassen.

Ein weiterer Versuch bei steigender Flut und ganz ins Wasser eingetauchter Turbine mit reducirtem Gefälle ergab nachstehende Resultate:

Das Gefälle war 1,055 Meter; die Eintauchung der Turbine 1,110 Meter; die Summe der Gewichte am Hebelende $= 143 + 11 = 154$ Kilogramm. Die Umdrehungszahl 19. Die Anzahl der offenen Schaufelöffnungen 42.

Es war somit die effective Leistung

$$\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}495 \cdot 19 \cdot 154}{60 \cdot 75} = 18{,}36 \text{ HP}.$$

Das consumirte Wasserquantum war:

$$Q = 42 \cdot 0{,}01135 \cdot \sqrt{2\,g \cdot 1{,}055} \cdot 0{,}85 = 1{,}843 \text{ Cubikmeter}.$$

Der theoretische Effect der Wasserkraft war:

$$\frac{1843 \cdot 1{,}055}{75} = 25{,}92 \text{ HP}$$

und somit der Wirkungsgrad $= \frac{18{,}36}{25{,}92} = 0{,}70$.

Bei einem dritten Versuche wurden folgende Resultate erhalten:

Gefälle = 0,985 Meter; Eintauchung der Turbine 1,170 Meter; Hebelbelastung 154 Kilogramm; 18,75 Umdrehungen in einer Minute; 46 offene Canäle, also volle Beaufschlagung.

Digitized by Google

Die effective Leistung war:

$$\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}495 \cdot 18{,}75 \cdot 154}{60 \cdot 75} = 18{,}10 \text{ HP.}$$

Das consumirte Wasserquantum:

$$Q = 46 \cdot 0{,}01135 \cdot \sqrt{2\,g \cdot 0{,}985} \cdot 0{,}85 = 1{,}952 \text{ Cubikmeter.}$$

Der theoretische Effect der Wasserkraft:

$$\frac{1952 \cdot 0{,}985}{75} = 25{,}63 \text{ HP}$$

und der Wirkungsgrad $= \frac{18{,}10}{25{,}63} = 0{,}70.$

Beim vierten Versuche war das Gefälle 0,925 Meter; die Turbine 1,210 Meter eingetaucht; die Belastung des Bremshebels 143 Kilogramm; die Anzahl Umdrehungen der Turbine 18,25 und die Anzahl der offenen Canäle 46.

Es war somit die geleistete Arbeit:

$$\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}495 \cdot 18{,}25 \cdot 143}{60 \cdot 75} = 16{,}37 \text{ HP.}$$

Die Wassermenge:

$$46 \cdot 0{,}01135 \sqrt{19{,}6 \cdot 0{,}925} \cdot 0{,}85 = 1{,}890 \text{ Cubikmeter.}$$

Der theoretische Effect der Wasserkraft:

$$\frac{1890 \cdot 0{,}925}{75} = 23{,}31 \text{ HP}$$

und somit der Wirkungsgrad $= \frac{16{,}37}{23{,}31} = 0{,}70$ oder 70 Procent.

Zusammenstellung der Resultate.

Nummer der Versuche	Gefälle	Druckhöhe über der unteren Ebene des Leitrades	Anzahl der offenen Canäle	Wassermenge pro Secunde in Liter	Theoretisch. Effect der Wasserkraft in HP.	Anzahl Umdrehungen der Turbine	Belastung des Bremshebels in Kilogramm	Effective gemessene Leistung in HP.	Wirkungsgrad	Bemerkungen.
1	2,180	1,815	32	1835	53,33	21	308	40,58	0,76	Turbine nicht eingetaucht
2	1,055	1,055	42	1843	25,92	19	154	18,36	0,70	„ 1,110 „
3	0,985	0,985	46	1952	25,63	18,75	154	18,10	0,70	„ 1,170 „
4	0,925	0,925	46	1890	23,31	18,52	143	16,37	0,70	„ 1,210 „

Bremsversuche an einem Sagebien-Wasserrad. Außer den obenstehenden Versuchs-Resultaten wurden der Jury noch diejenigen mit einem Sagebienrade vorgelegt, welche von demselben Hause

Digitized by Google

im Jahre 1877 für die Spinnerei der Firma By in Serquigny ausgeführt worden ist.

Ich lasse hier sowohl die Versuchsresultate, als die Art und Weise der Berechnung derselben genau so folgen, wie dieselben der Commission vorgelegt worden sind, werde aber nachträglich einige Bemerkungen zu denselben beifügen müssen.

Die Dimensionen des in Frage stehenden Wasserrades sind folgende:

Aeußerer Durchmesser	9,400	Meter
Anzahl Schaufeln	90	
Breite des Rades	3,390	„
Radiale Höhe der Schaufeln	1,600	„
Anzahl Umdrehungen des Rades pro Minute	1,74.	

Da der Bremsapparat bei einem Motor dieser Art niemals direct auf der Wasserradwelle angebracht werden kann, wurde dasselbe auf die zweite Vorgelegwelle des Rades befestigt, indem die Fortsetzung der Transmission ausgekuppelt wurde.

Der Bremshebel hatte eine Länge von 3,800 Meter und es mußten am Aufhängepunkte der Last 152 Kilogramm nach aufwärts ziehen, um den Hebel im Gleichgewicht zu erhalten.

Die Anzahl der Umdrehungen der gebremsten Welle war 33 Meter in einer Minute, wobei eine Belastung des Hebelendes von 150 Kilogramm erforderlich war, sodaß mithin die totale Belastung des Hebelendes $152 + 150 = 302$ Kilogramm betragen hat.

Das Wasserrad hat somit eine effective Kraft entwickelt von

$$\frac{2\pi r n P}{60 . 75} = \frac{6{,}28 . 3{,}80 . 33 . 302}{60 . 75} = 52{,}86 \text{ HP.}$$

Dazu sind noch hinzuzurechnen die zur Bewältigung der Reibungswiderstände aufgewendete Arbeit und zwar laut Berechnung im Nachtrage:

1) Der Effect, welcher durch die Zapfenreibung der gebremsten Welle absorbirt wird	47,23	kgm
2) Der durch die Räderübersetzung (Zahnreibung) absorbirte Effect	43,00	„
3) Derjenige durch die Zwischenwelle (Zapfenreibung derselben)	54,15	„
4) Derjenige durch die Zahnreibung des ersten Räderpaares	50,00	„
Totaler Reibungsverlust .	194,38	kgm

oder 2,6 HP.

Digitized by Google

Es ist somit die totale effective Leistung des Rades $52{,}86 + 2{,}6 = 55{,}46$ HP.

Vermessung der Wassermenge. Dieselbe wurde bestimmt durch die Ueberfalltiefe über die erhöhte Schwelle der ganz aufgezogenen Einlaufschütze.

Es war die Höhe der Oeffnung 0,615 Meter; deren Breite 3,390 Meter; daher der Querschnitt der Oeffnung $3{,}39 \cdot 0{,}615 = 2{,}0848$ □Meter.

Bei einem Ueberfall von gleicher Breite mit dem Canale wäre die ausfließende Wassermenge daher gleich:

$$2{,}0848 \cdot 0{,}42 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}615} = 3{,}040 \text{ Cubikmeter.}$$

Allein es ist das Vorhandensein des Rades zu berücksichtigen, welches hemmend auf den Durchfluß des Wassers wirkt, weil die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nur 0,856 Meter pro Secunde beträgt.

Nach Angabe des Hauses ist hier der Coefficient 0,70 in Anwendung zu bringen, sodaß das wirklich abfließende Wasserquantum $0{,}70 \cdot 3040 = 2128$ Liter betragen soll. (Man sehe die Anmerkung des Verfassers am Schlusse des Artikels.)

Andere Bestimmung der Wassermenge. Die oben gefundene Wassermenge wurde nun noch auf anderem Wege gefunden.

Es war nämlich bei dem äußern Durchmesser des Rades von 9,400 Meter die Wassertiefe in den Radzellen 0,88 Meter, daher der mittlere Durchmesser $9{,}400 - 0{,}88 = 8{,}52$ Meter; der mittlere Umfang $8{,}52 \cdot 3{,}14 = 26{,}75$ Meter; die Zellenbreite 3,39 Meter und es soll daher nach Angabe des Hauses die während einer Radumdrehung abfließende Wassermenge $0{,}88 \cdot 3{,}39 \cdot 26{,}75 = 79{,}800$ Cubikmeter betragen.

Hiervon ist abzurechnen der Raum, den die Zellenwände ꝛc. einnehmen mit 6,384 Cubikmeter; sodaß das Wasservolumen pro Secunde

$$\frac{73{,}416 \cdot 1{,}74}{60} = 2{,}129 \text{ Cubikmeter oder } 2129 \text{ Liter}$$

beträgt.

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Der theoretische Effect der Wasserkraft soll somit sein:

$$2{,}129 \cdot 2{,}20 = 4683 \text{ Kilogrammmeter,}$$

daher der Wirkungsgrad

$$\frac{4159}{3683} = 0{,}88 \text{ oder } 88 \text{ Procent.}$$

Berechnung der Effectverluste durch die Reibung. Die oben citirten, dem Wirkungsgrade gutgeschriebenen Effectverluste wurden folgenderweise bestimmt:

1) Reibung der gebremsten Welle.

Digitized by Google

Das Totalgewicht der Welle sammt Bremse und Rädern beträgt 2880 Kilogramm. Die Welle machte 33 Touren; die Zapfen hatten 119 Millimeter Durchmesser; es ist somit die Umfangsgeschwindigkeit der Zapfen pro Secunde

$$\frac{33 \cdot 0{,}119 \cdot 3{,}14}{60} = 0{,}205 \text{ Meter}$$

und bei einem Reibungscoefficienten von 0,08 der durch die Reibung absorbirte Effect:

$$2880 \cdot 0{,}205 \cdot 0{,}08 = 47{,}23 \text{ Kilogramm pro Secunde.}$$

2) Zahnreibung des zweiten conischen Räderpaares von
4 Meter Durchmesser; 156 Zähnen,
0,92 „ „ 36 „

Effectverlust $= 0{,}369 \, n \cdot f \cdot Q \frac{m + m'}{m \times m'} r$; wobei Q die Umfangskraft oder den Zahndruck bedeutet, welcher

$$= \frac{3{,}965 + 47}{\left(\frac{0{,}42 \cdot 3{,}14 \cdot 33}{60}\right)} = 2539 \text{ Kilogramm}$$

beträgt.

Führt man die entsprechenden Werthe in die obige Formel ein, so wird der Effectverlust pro Secunde

$$= 0{,}329 \cdot 33 \cdot 0{,}10 \cdot 2539 \cdot \frac{156 + 36}{156 \cdot 36} \cdot 0{,}46 = 43 \text{ Kilogrammmeter.}$$

3) Reibung der Zwischenwelle. Gewicht der Welle nebst Zubehör = 5260 Kilogramm. Anzahl der Umdrehungen = 7,61. Der Zahndruck ist 8279 Kilogramm. Totaler Zapfendruck = 5260 + 8279 = 13539 Kilogramm. Zapfendurchmesser 130 Millimeter. Umfanggeschwindigkeit pro Secunde

$$\frac{0{,}130 \cdot 3{,}14 \cdot 7{,}61}{60} = 0{,}050 \text{ Meter}$$

und der Reibungeffect

$$0{,}050 \cdot 13539 \cdot 0{,}08 = 54{,}15 \text{ Kilogrammmeter}$$

pro Secunde.

4) Zahnreibung des ersten Räderpaares:
5,400 Meter und 1,230 Meter Durchmesser,
140 und 32 Zähne.

Der Zahndruck ist

$$= \frac{3965 + 47 + 43 + 54}{\left(\frac{1230 \cdot 3{,}14 \cdot 7{,}61}{60}\right)} = 8560 \text{ Kilogramm}$$

Digitized by Google

und der Reibungseffect pro Secunde

$$= 0{,}329 \,.\, 7{,}61 \,.\, 0{,}10 \,.\, 8560 \,.\, \frac{140 + 32}{140 \,.\, 32} \,.\, 0{,}615 = 50 \text{ Kilogrammeter.}$$

Bemerkungen des Verfassers zu obigen Versuchsresultaten.

Die obigen Versuchsresultate würden hier nicht mitgetheilt worden sein, wenn dieselben nicht von dem ersten und ältesten (angesehensten) französischen Hause herrühren würden, welches im Turbinensache arbeitet und zudem bei einer Gelegenheit, wo man das Beste und Gediegenste zu bieten pflegt.

Leider zeigt jedoch eine aufmerksame Prüfung, daß die Resultate ohne allen und jeden Werth sind, indem, wie leider gewöhnlich der Fall, die Frage der Wasservermessung mit größter Leichtfertigkeit behandelt worden ist. Es ist die Wasservermessung ganz offenbar dem gewünschten Ergebnisse angepaßt.

Nicht daß man das erhaltene Resultat als übertrieben bezeichnen könnte, aber bei mehr als 1 Meter eingetauchter Turbine ist die Nutzleistung unbedingt kleiner als 70 %.

Bei der Turbine hat der angegebene Werth des Coefficienten von 0,85 insofern noch einige Berechtigung, als man die erforderliche Größe des Ausflußquerschnittes der Turbine mit Hülfe dieses nämlichen Coefficienten zu berechnen pflegt.

Allein dieser Coefficient ist im letzteren Falle zu klein und im ersteren zu groß, und wird nur deshalb angewendet, weil der Constructeur unter allen Umständen sicher gehen und die Turbine ja nicht zu klein bauen will. Für die Bestimmung der wirklich aus der Turbine fließenden Wassermenge ist dieser Coefficient zu klein, denn es läuft in Wirklichkeit mehr Wasser durch den Motor.

360pferdige Turbinen-Anlage der Holzstofffabrik in Albruk, Baden.

Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens, Schweiz.

Zum Betriebe der vollständig von Theodor Bell u. Co. in Kriens eingerichteten Holzschleiferei in Albruk (Etablissement der Gesellschaft für Papier- und Holzstoffbereitung in Grellingen) dienen 2 Girardturbinen von zusammen 360 Pferdekräften effectiver Leistung.

Digitized by Google

Das Etablissement erzeugte bisher mit 6 Bell'schen Holzschleifmaschinen täglich 3000 bis 3500 Kilogramm lufttrocken gedachten Holzstoff und ist jetzt in Folge der Vorzüglichkeit und Gesuchtheit seiner Producte in der Vergrößerung begriffen.

Jede der beiden Turbinen hat folgende Daten und Dimensionen:

Effectives Gefälle	9 Meter
Wassermenge per Secunde	2000 Liter
Nutzleistung in Pferdekräften	180 „
Mittlerer Diameter	1,400 Meter
Anzahl Umdrehungen	90 per Minute
Anzahl Leitcanäle	40
Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Leitradebene	20½ Grad
Dicke der Leitschaufeln	5 Millimeter
Normale Weite der Leitcanäle . . .	32½ „
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades	0,1620 □ Meter
Radiale Breite der Leitcanäle . . .	0,125 Meter
Höhe des Leitrades	0,110 „
Anzahl der Laufradcanäle	60
Höhe des Laufrades	0,150 „
Obere Breite der Laufradcanäle . . .	0,130 „
Untere „ „ „ . . .	0,390 „
Ausweitung der Laufradcanäle . . .	3 fach
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades	0,580 □ Meter
Normale Weite der Laufradcanäle . .	0,020 Meter
Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange	6,630 = 0,50 $\sqrt{2gh}$
Werth von $\sqrt{2gh}$ = ...	13,300
Coefficient für den Ausfluß des Wassers aus den Leitcanälen . . . . . :	0,93
Verengung durch die Laufradcanäle . .	3%
Wirkliche Ausflußgeschwingkeit aus den kanälen	0,96 $\sqrt{2gh}$ = 12,76 Mtr.
Dicke der ausfließenden Wasserstrahlen beim Laufrade	12½ Millimeter
Freier Raum zwischen Wasserstrahl in convexer Schaufelfläche	7½ „

Digitized by Google

Die nachstehende Tabelle enthält die Resultate der Bremsversuche, welche durch eine Experten-Commission angestellt worden sind. Die Vermessung des Wassers geschah mittelst eines Ueberfalles.

Versuche Anzahl der offenen Canäle	Gefälle in Meter	Wassermenge in Liter pro Secunde	Theoretischer Effect in HP.	Anzahl Umdrehungen der Bremswelle	Anzahl Umdrehungen der Turbine	Gewicht am Bremshebel von 4 Meter Länge in Kilogramm	Effect, der gebremst wurde	Leitungsverlust der Transmission	Wirkliche Leistung der Turbine	Nutzeffect in Proc. oder Wirkungsgrad in Procent	Bemerkungen
20	9,360	1030	128,8	140	79,2	122,5	95,7	5,76	101,46	78	Die Turbine arbeitete mit halber Beaufschlagung.
20	9,360	1030	128,8	151	85,4	104,5	88	5,93	93,93	73	
20	9,360	1030	128,8	153	86,5	102,5	87,5	5,99	93,49	72,5	
40	9,309	2045	254	146	82,6	216	176	7,49	183,49	72,2	Die Turbine arbeitete mit voller Beaufschlagung.
40	9,309	2045	254	142	80,3	226	179	7,43	186,43	73,4	
40	9,309	2045	254	155	87,7	211	182,5	7,86	190,36	74,9	
40	9,390	2045	256	150	85	166	138,9	7,60	189,4	74,0	Volle Beaufschlagung.
30	9,354	1533	191,3	164	92,8	146	133,6	7,19	140,79	73,5	
30	9,354	1533	191,3	154	87,1	156	134,1	6,91	141,01	73,7	
30	9,354	1533	191,3	150	84,9	166	138,9	6,88	145,78	76,2	$^3/_4$ Beaufschlagung.
30	9,354	1533	191,3	142	80,3	176	139,5	6,66	146,16	76,3	

Zwei 150pferdige Jonvalturbinen der Baumwollspinnerei der Hrn. Ammann & Wapfer in Pordenone, Italien.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens, Schweiz.)

Zum Betriebe ihrer beiden Baumwollspinnereien und Webereien in Pordenone hat die genannte Firma 2 Jonvalturbinen von je 150 Pferdekräften aufgestellt, von welchen jede eine Spinnerei von 10 bis 11000 Spindeln und eine Weberei von circa 150 Stühlen in Betrieb zu setzen hat.

Die Turbinen sind für ein constantes Gefälle von $4^1/_2$ Metern und für eine Wassermenge von 3500 Litern per Secunde (für jede Turbine) berechnet.

Sowohl Oberwasserspiegel als Unterwasserspiegel variiren in ihrer Höhenlage, jedoch beide in gleicher Weise, so daß das Gefälle jederzeit ziemlich dasselbe verbleibt.

Digitized by Google

Die Wassermenge ist jederzeit vorhanden, also constant.

Es mußte somit der Motor lediglich mit einer Vorrichtung zum Reguliren der Geschwindigkeit bei kleinerem Kraftverbrauche am Anfange des Geschäftsbetriebes, sowie überhaupt zur Ausgleichung der kleinen Schwankungen in der Geschwindigkeit des Ganges (wie solche überall vorkommen) versehen werden, während dagegen eine eigentliche Regulirvorrichtung zur Anpassung des Motors an verschiedene Wasserquantitäten nicht nothwendig war.

Es wurden daher die Turbinen, welche je in besonderem Gebäude aufgestellt sind, mit einer Ringschütze in Verbindung mit einem Centrifugal-Regulator versehen, welche Vorrichtung sich zu dem angegebenen Zwecke recht gut eignet und aufs Beste bewährt hat. (Man sehe die Bemerkungen in § 44 über die verschiedenen Regulirvorrichtungen.)

Sicherheitshalber (wie dies immer geschieht) ist die Turbine für eine um 10% größere Wassermenge, d. h. für $3500 + 350 = 3850$ Liter Wassermenge per Secunde construirt.

Folgendes sind die Hauptdimensionen und Daten beider Turbinen, von welchen die eine auf Tafel 52 dargestellt ist.

Effective Gefälle in Metern	4,5 Meter
Wassermenge in Litern per Secunde . . .	3850 Liter
Nominelle Kraft in Pferdekräften	150 Pferdekräfte
Effective maximale Kraft à 72% Wirkungsgrad	166 „
Werth der Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh} =$	9,395 Meter
Wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $U = 0{,}676\sqrt{2gh} =$	6,351 „
Summe der erforderlichen Ausflußquerschnitte des Leitrades $= \triangle = \frac{3{,}850}{6{,}351} =$ . . .	0,6063 □Meter
$= 0{,}96 \triangle = 0{,}96 \cdot 0{,}6063 =$	0,5820 „
Anzahl der Leitcanäle (oder auch Leitschaufeln)	30
Radiale Breite der Leitcanäle	2×200
Effective normale Weite der Leitcanäle . .	54 Millimeter
Berechnete „ „ „ „ . .	50 „
Verengung der Leitcanäle durch die Laufradschaufelkanten	4 „
Theilung der Leitcanäle am mittleren Radumfang	215,7 „
Anzahl der Laufradcanäle	31
Radiale Breite der Laufradcanäle	2×203 „

Digitized by Google

Normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle $\frac{0{,}5820}{31 \,.\, 0{,}406} =$	0,047	Meter
Mittlerer Durchmesser der Turbine	2,060	„
Höhe des Leitrades	0,200	„
„ „ Laufrades	0,200	„
Dicke der Leitschaufeln	9	Millimeter
„ „ Radschaufeln	10	„
Geschwindigkeit am mittleren Radumfang $0{,}65 \sqrt{2\,g\,h} =$	6,106	Meter
Anzahl Umdrehungen per Minute $\frac{60 \,.\, 6{,}106}{31{,}4 \,.\, 2{,}060} =$	56,6	„
Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene	$16\frac{1}{2}^0$	
Winkel der Laufradschaufeln mit der unteren Radebene	$15\frac{1}{2}^0$	
Horizontale Erstreckung der Leitschaufeln . .	400	Millimeter
„ „ „ Laufradschaufeln .	380	„
Aeußerer Durchmesser der hohlen Turbinenwelle aus Gußeisen	270	„
Innerer Durchmesser der hohlen Turbinenwelle aus Gußeisen	180	„
Dicke der inneren schmiedeeisernen Standsäule	150	„
Durchmesser des Stuffens oder Zapfens der Turbine	140	„
Totale Belastung des Zapfens incl. Wasserdruck	13700	Kilogramm
Belastung per 1 □Centimeter Zapfenfläche .	88	„

Tafel 52 zeigt einen Verticalschnitt durch die Turbinen-Anlage sammt dem Regulator, welcher auf die Ringschütze einwirkt.

Die beiden Fig. 5 und 6 auf Tafel 55 geben überdies Verticalschnitt durch Lauf- und Leitrad in größerm Maßstabe und die genauen Maße für den Schaufel-Apparat am mittleren Radumfang. Fig. 7 Tafel 55 zeigt Näheres über die Winkelverhältnisse des Schaufel-Apparates am inneren und äußeren Radumfange.

In der Breite ist sowohl Lauf- als Leitrad in 2 Kränze abgetheilt, um den Rädern mehr Solidität zu geben.

Der Schaufel-Apparat ist zur theilweisen Beseitigung der Winkeldifferenzen nach dem durch Fig. 3 Tafel 55 illustrirten (Seite 455 beschriebenen) Principe construirt. (Man vergleiche auch § 50.)

Digitized by Google

Da jedoch die Kranzbreite (400 Millimeter) im Verhältniß zum Durchmesser eine bedeutende ist, sind die Winkeldifferenzen nicht ganz vollständig, sondern nur soweit beseitigt als Fig. 7 Tafel 55 dies erkennen läßt.

Die Wassertiefe im Turbinenhause und Ablaufcanale beträgt in normalem Zustande 1,200 Meter (nicht 4,200 Meter wie in der Zeichnung fehlerhaft angegeben).

Die Ringschütze wird durch 6 gußeiserne Säulen, welche das Leitrad tragen, geführt und ist dieselbe durch Gegengewichte mit Rollen und Ketten theilweise ausbalancirt, um eine leichtere Beweglichkeit derselben zu erzielen.

Die Bewegung der Ringschütze erfolgt entweder von Hand durch ein auf der Schneckenwelle F sitzendes (in der Zeichnung nicht angegebenes) Handrad, oder durch den Regulator.

An der Schütze befinden sich mittelst Charnieren 4 schmiedeeiserne Zugstangen a befestigt, welche nach oben in gußeisernen Zahnstangen endigen.

In diese Zahnstangen greifen die 4 auf 2 Wellen b b sitzenden verzahnten Kolben ein. Auf den Achsen dieser Kolben sitzen Schneckenräder, welche durch 2 an gemeinsamer Welle sitzende Schnecken c c in Bewegung gesetzt werden.

Diese Schneckenwelle ist durch conische Getriebe d und e mit der Regulirwelle F in Verbindung. Wenn die Letztere von Hand gedreht werden soll, muß die Verbindung derselben mit dem Regulator vorerst unterbrochen werden, was durch die bei k, l, m angebrachte Auskehrung durch Frictions-Conusse geschieht.

Diese Auskehrung ist zudem so eingerichtet, daß sie selbstthätig wirkt und den Regulator auskehrt, sobald die Ringschütze ihre höchste zulässige Stellung erreicht hat.

Die Uebertragung der Kraft von der Turbinenwelle auf die horizontale Haupttransmission erfolgt durch ein conisches Getriebe, dessen Hauptdimensionen in der Zeichnung Tafel 52 angegeben sind.

Der Regulator erhält seine Bewegung von der Transmission aus.

In Wirklichkeit befindet sich der Regulator und das Handgetriebe im Innern des Spinnsaales, um bequem gehandhabt werden zu können und ist die Zeichnung nur hier der leichteren Uebersicht halber so abgeändert worden.

Das Gebälke des Hauptgetriebes, sowie der Balken für das mittlere Lager der Turbinenwelle besteht aus Gußeisen. Das mittlere Lager ist mit verstellbaren Pockholzschalen versehen.

Digitized by Google

Die oberen Gußbalken für das Hauptgetriebe haben bei 5,200 Meter freier Länge eine ganze Länge von 6,200 Meter, also jederseits 500 Millimeter Auflagefläche und sind durch $1^3/_4$ engl. Zoll starke Ankerschrauben mit dem Mauerwerk verbunden.

Die Höhe der Balken (Hohlgußbalken von quadratischem Querschnitte) ist 470 Millimeter in der Mitte und 400 Millimeter an den Enden. Die Breite 240 Millimeter. Die Dicke der oberen Nerve 25 Millimeter; der unteren Nerve 30 Millimeter und der beiden Seitennerven 17 Millimeter. Das Gewicht beider Balken ist 3500 Kilogramm.

Die Gewichte der vorstehend betrachteten Turbine sind folgende laut Abwaage.

1 Fundamentkreuz	808	Kilogramm
6 Säulen unter dem Leitrade . . .	735	"
1 Tragkreuz auf den Säulen . . .	720	"
1 Leitrad	1240	"
1 Laufrad	1870	"
1 oberer Blechmantel	845	"
1 Blechkonus auf dem Leitrade . . .	200	"
1 Fundamentständer	440	"
1 untere Ringschütze	842	"
1 complete Turbinenwelle mit innerer Standsäule, Zapfen ꝛc.	3050	"
Schrauben und Steinschrauben . . .	120	"
Gesammtgewicht einer Turbine .	10870	Kilogramm.

100 pferdige Jonvaltnrbinen-Anlage einer Holzschleiferei.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Die vorliegende, auf Taf. 56 abgebildete Turbine (System Jonval), wurde von Theodor Bell u. Co. für die Holzschleiferei des Herrn Gosalvez in Madrid aufgestellt. Dieselbe ist für ein veränderliches Gefälle von 4,100 bis 4,500 Meter und eine Wassermenge von 2615 Litern im Maximum construirt und entwickelt eine effective Leistung von 100 Pferden. Da das Gefälle schon zu bedeutend ist, um einen offenen Wasserkasten von Holz in der ganzen nöthigen Tiefe anzuwenden, wurde der Boden der Wasserkammer höher verlegt und zwischen diesem und der Turbine ein Blechmantel eingeschaltet.

Digitized by Google

Die Turbine ist so aufgestellt, daß bei niedrigem Wasserstande oder 4,500 Meter Gefälle der untere Rand des Laufrades in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, dagegen bei Hochwasser oder 4,100 Meter Gefälle (der Oberwasserspiegel variirt um 800 Millimeter) 1200 Millimeter ins Wasser eingetaucht ist. Der Unterwasserspiegel variirt um 1200 Millimeter.

Auch dieser Motor ist mit 2 Schaufelkränzen angeordnet, von welchen der innere mit einem completen Regulir-Mechanismus versehen ist. Der Letztere besteht aus verticalen Schiebern auf jedem Leitcanal, wie dieß aus Fig. 2 Tafel 80 ersichtlich ist.

Die Schieber a a sind jedoch nur je 2 zusammen an eine gemeinschaftliche Traverse c befestigt, welche durch eine mittlere Schieberstange gehoben und gesenkt wird.

Die Bewegung der Schieberstangen erfolgt durch den beweglichen Regulirkranz mit gebrochener Nuthe nach Fig. 1 und 4 Tafel 80 von einem im Inneren der Fabrik angebrachten Handgetriebe aus. Mit dem Regulir-Getriebe ist außerdem ein Centrifugal-Regulator in Verbindung, um die Unregelmäßigkeiten in der Bewegung auszugleichen.

Folgendes sind die hauptsächlichsten Dimensionen des Motors und Daten der Berechnung:

Gefälle variirend von . . .	4,100 bis 4,500	Meter.
Nominelle Kraft des Motors beim kleinsten Gefälle	100	Pferde.
Beim kleinsten Gefälle erforderliche Wassermenge	2615	Liter.
Wirkliche (der Sicherheit halber angenommene) consumirte Wassermenge	2900	„
Effective Kraft der Turbine beim kleinsten Gefälle	114	Pferde à 72 Proc.
Werth von $\sqrt{2gh}$ für das kleinste Gefälle	8,968	Meter.
Ausflußgeschwindigkeit U aus den Leitcanälen $0{,}67\sqrt{2gh}$	6,030	„
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitapparates $\frac{2{,}900}{6{,}030}$	0,483	Quadratmeter.
Mittlerer Durchmesser der Turbine . . .	1,700	Meter.
Anzahl Leitcanäle, innerer Kranz . . .	32	
„ „ äußerer „ . . .	36	

Digitized by Google

Mittlere Anzahl Leitcanäle, zur Berechnung von △	34	
Totale mittlere, normale Weite s des Leitcanäle	49	Millimeter.
Verengung durch die Laufradschaufelkanten . .	6	„
Wirkliche freie Weite der Leitcanäle.	43	„
Radiale Breite der Leitcanäle 180 + 150	330	„
„ „ des eisernen Kranzes „	180	„
„ „ „ inneren „ „	150	„
Leitradhöhe (Schaufelhöhe) des inneren Kranzes	210	„
„ „ „ äußeren „	190	„
Summe der effectiven freien Ausflußquerschnitte des Leitrades 0,330 . 34 . 0,043 = . . .	0,483	Quadratm.
Summe der effectiven freien Ausflußquerschnitte des Laufrades	0,474	„
Anzahl Laufradschaufeln, innerer Kranz . . .	32	
„ „ äußerer „ . . .	36	
Mittlere normale Weite der Laufradcanäle . .	41	Millimeter.
Ausflußgeschwindigkeit (relative) aus den Laufradcanälen $0{,}67\sqrt{2gh}$	6,030	Meter.
Höhe des Laufrades.	190	Millimeter.
Geschwindigkeit am mittleren Radumfang $0{,}63\sqrt{2gh}$	5,65	Meter.
Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute .	63	
Dicke der gußeisernen Leitschaufeln	9	Millimeter.
„ „ „ Laufradschaufeln	9	„
Horizontale Erstreckung der Leitschaufeln . . .	320	„
„ „ „ Laufradschaufeln . .	320	„
Aeußerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	220	„
Innerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	150	„
Wandstärke der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	35	„
Dicke der inneren schmiedeisernen Standsäule . .	120	„
Durchmesser der Stupfen resp. Zapfens der Turbinenwelle	90	„
Durchmesser des Blechmantels über der Turbine	2,312	Meter.

Die Turbinenwelle ist der großen Länge halber nur aus 2 Theilen angefertigt, in deren oberem sich der Wellenkopf mit dem Oberwasserzapfen befindet.

Digitized by Google

Die Betriebskraft wird von der Turbinenwelle auf die horizontale Haupttransmission durch ein conisches Räderpaar von 78/51 Zähnen, 68 Schrift-, 300 Zahnbreite übertragen.

Die oben berechnete Anzahl Umdrehungen von 63 per Minute gilt für das kleinste Gefälle von 4,100 Meter, beim größeren beträgt die vortheilhafteste Tourenzahl 68 per Minute.

Das Gewicht der Bestandtheile der vorliegenden Turbine ist laut Abwaage:

Laufrad	1382	Kilo.
Leitrad	1070	„
Complete Gußwelle mit Standsäule	1650	„
Tragring	350	„
Ständer für die Standsäule	343	„
6 Säulen unter dem Tragring	523	„
Conus über dem Leitrad	245	„
Feststehender Führungskranz	330	„
Beweglicher Regulirkranz	219	„
Blechmantel	690	„
Oberes Wellenstück	470	„
16 Schieberstangen	406	„
16 Traversen und 32 Schieber	126	„
Diverse Theile und Schrauben	262	„
Totalgewicht der ganzen Turbine	8066	Kilo.

Auch bei der vorliegenden Turbine ist der Schaufelapparat nach der neuen Methode, d. h. mit Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen, construirt, es ist also der Schaufelwinkel des Leitrades am äußeren Umfang größer als am inneren Umfang, während beim Laufrade das Gegentheil der Fall ist.

100pferdige Girardturbine zum Betriebe einer Holzschleiferei.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens.)

Die vorliegende 100pferdige Girardturbine (mit Zeichnung auf Taf. 57) wurde von dem obgenannten Hause zum Betriebe der Holzstofffabrik von J. C. Bernhardi in Eluisenstein (Rußland) aufgestellt.

Der Oberwasserspiegel ist constant, der Unterwasserspiegel ist bei eintretendem Hochwasser höher, doch nur auf kürzere Zeit und ist daher dieser Umstand hier nur insofern berücksichtigt, als die Turbine als

Digitized by Google

Grenzturbine (Turbine mit freier Abweichung und begrenztem Wasserstrahle) angeordnet wurde, um auch im Unterwasser eingetaucht, mit gutem Wirkungsgrade arbeiten zu können.

Das normale Gefälle ist 5,000 Meter; die Wassermenge 500 bis 2000 Liter per Secunde und die Leistung à 75 Procent = 25 bis 100 effective Pferde.

Der Motor ist mit geschlossenem Wasserkasten mit Zuführung des Wassers durch eine Rohrleitung angeordnet, welch letztere nur aus einem kurzen Rohrstück mit Bogenwinkel besteht. Die Turbine ist mit vollständiger Regulirung versehen und besteht Letztere aus verticalen Schiebern auf jedem Leitcanal, nach dem Systeme Taf. 80, mit beweglichem Regulirkranz, mit gebrochener Nuthe und Handgetriebe vom Innern der Fabrik aus. Folgendes sind die hauptsächlichsten Dimensionen und Daten der Turbine:

Gefälle nahe constant	5	Meter.
Veränderliche Wassermenge per Secunde	500 bis 2000	Liter.
Effective Leistung à 75 Procent Wirkungsgrad	25 bis 100	Pferde.
Werth der Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ . . .	9,90	Meter.
Coefficient für die Berechnung des Leitapparates	0,80	
$\triangle$ = Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades $\frac{2{,}000}{0{,}80\sqrt{2gh}}$	0,2530	Quadratm.
Hiefür wurde der Sicherheit halber genommen $\triangle$	0,2760	„
Mittlerer Durchmesser der Turbine	1,750	Meter.
Anzahl Leitcanäle	60	
Radiale Breite der Leitcanäle	200	Millimeter.
Normale Weite „ „	23	„
Dicke der Leitschaufeln von Eisenblech	6	„
Höhe des Leitrades	150	„
Theilung am mittleren Radumfang	91½	„
Winkel der Leitschaufeln mit den untern Radebenen	18½	Grad.
Anzahl der Laufradcanäle	60	
Obere radiale Breite der Laufradcanäle . . .	215	Millimeter.
Untere „ „ „ „ . . .	500	„
Daher Ausweitung $^{500}/_{200}$	2½	fach.
Höhe des Laufrades	220	Millimeter.
Schaufeldicke (Gußeisen) des Laufrades . . .	9	„
Normale Weite der Radcanäle am Austritt . .	20	„
Dicke des äußeren Laufradkranzes	18	„

Digitized by Google

Dicke des inneren Laufradkranzes	21	Millimeter.
„ „ „ Leitradkranzes	22	„
„ „ äußeren „	24	„
Geschwindigkeit am mittleren Umfang der Turbine $0{,}48\sqrt{2gh}$	4,750	Meter.
Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute $\frac{60.4{,}750}{5{,}500}$	52	
Aeußerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	240	Millimeter.
Innerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	150	„
Dicke der inneren schmiedeisernen Standsäule . .	120	„
Durchmesser des Zapfens (Oberwasserzapfens) .	100	„
Dicke der oberen schmiedeisernen Verlängerung der Turbinenwelle	160	„
Durchmesser des eisenblechenen Turbinenkessels .	2,100	Meter.
„ der „ Rohrleitung . .	1,500	„
Blechstärke „ „ „ . .	5	Millimeter.
„ des Turbinenkessels	6	„

Die Kraft wird von der Turbinenwelle auf die horizontale Haupttransmission durch 2 conische Räder übertragen, welche 90/45 Zähne, 75 Schrift-, 270 Millimeter Zahnbreite haben. Die aus 2 Theilen zusammengekuppelte Turbinenwelle ist außer durch das obere beim conischen Getriebe angebrachte Lager noch durch ein an einem besonderen Gebälke angebrachtes Zwischenlager gehalten, während dagegen die Welle ganz frei durch den Turbinenkessel heraufgeht, ohne Stopfbüchse, Lager u. dergl.

Das Leitrad, resp. der Tragring der Turbine ruht auf 6 Säulen, von welchen 2 Stück, gegen den Ablaufcanal hin gelegen, 2theilig sind. Es ist dieß deshalb so angeordnet, um das Laufrad der Turbine nach unten hin zum Ablaufcanal hinaus nöthigenfalls wegnehmen zu können, ohne die Turbine zu demontiren.

Das Laufrad kann übrigens auch nach oben herausgenommen werden, ohne daß der Turbinenkessel demontirt wird, da die Oeffnung im Tragringe größer ist als der äußere Durchmesser des Laufrades, wie Fig. 2 Taf. 57 deutlich erkennen läßt.

Die Lagerung der horizontalen Transmission, sowie der Turbinenwelle an 2 parallel der Transmission liegenden starken Holzbalken von 400 Millimeter Höhe und 330 Millimeter Breite giebt eine gute und schön aussehende Form der Lagersupporte.

Digitized by Google

Das Gewicht der completen Turbine mit Kessel, Säulen, Turbinenwelle, jedoch ohne die Lager und conischen Räder, aber mit completer Regulirung (ohne den Regulator) beträgt 7500 Kilogramm.

180pferdige Turbinen-Anlage der Spinnerei der Herren Trümpy, Wild und Streif in Tiefenstein (Baden).

Taf. 53 und 55.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Die vorliegende, zum Betriebe der Seidenspinnerei der obgenannten Firma in Tiefenstein vom Hause Theodor Bell u. Co. in Kriens aufgestellte 180pferdige Girardturbine ist auf Taf. 53 in der Ansicht abgebildet, während Fig. 4 Taf. 55 einen Verticalschnitt durch das Leit- und Laufrad ꝛc., sowie durch den Regulirapparat zeigt.

Das totale Gefälle von 9 Metern ist unveränderlich, die Wassermenge dagegen variirt von 1100 bis 2030 Litern per Secunde und mußte daher eine Girardturbine mit completem Regulirungs-Mechanismus gewählt werden. Der Motor ist ebenfalls mit geschlossenem Wasserkasten angeordnet, welcher jedoch nur durch die eigentliche Rohrleitung gebildet wird.

Die Hauptdimensionen und Daten der Turbine sind folgende:

Effective Leistung der Turbine	180	Pferde	
Constantes, totales Nutzgefälle	9	Meter	
Veränderliche Wassermenge per Secunde	1100 bis 2030	Liter	
Distanz der unteren Leitradebene über dem Unterwasserspiegel	0,300	Meter	
Totales Druckgefälle bis untere Ebene Leitrad .	8,700	„	
Druckverlust in der Rohrleitung	0,240	„	
Wirksames Druckgefälle bis unter Ebene Leitrad	8,460	„	$= h$
Werth der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$	12,88	„	
Coefficient für die Berechnung des Ausflußquerschnittes	0,85	„	
Nominelle Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $0{,}85\sqrt{2gh}$	10,940	„	
Wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $0{,}96\sqrt{2gh}$	12,310	„	

Digitized by Google

Summe der erforderlichen Ausflußquerschnitte des Leitrades $\frac{2{,}030}{10{,}94}$	0,185	□m = △
Zuschlag der Sicherheit halber	3	Prozent
Effective Summe von △	0,1910	Quadratm.
Anzahl der Leitcanäle	50	
Radiale Breite der Leitcanäle	0,160	Meter
Normale Weite der Leitcanäle am Austritt	0,024	„
Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene	18	Grad
Theilung des Leitrades	94,24	Millimeter
Mittlerer Durchmesser der Turbine	1,500	Meter
Höhe des Leitrades	0,130	„
Innere Kranzdicke des Leitrades	21	Millimeter
Aeußere „ „ „	24	„
Dicke der eisenblechenen Leitschaufeln	6	„
Horizontale Erstreckung der Leitschaufeln	0,165	Meter
Anzahl der Laufradschaufeln und Radcanäle	60	
Höhe des Laufrades	0,150	Meter
Normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle	22½	Millimeter
Obere radiale Breite der Laufradcanäle	0,230	Meter
Untere „ „ „ „	0,380	„
Ausweitung des Radquerschnittes (auf die Leitcanäle bezogen)	2,38	fach
Dicke der gußeisernen Radschaufeln	9	Millimeter
Winkel der Radschaufeln mit der unteren Radebene	22½	Grad
Horizontale Erstreckung der Radschaufeln	0,055	Meter
Dicke des inneren Radkranzes	17	Millimeter
„ „ äußeren „	15	„
Geschwindigkeit der Turbine am mittleren Umfang $0{,}48\sqrt{2gh}$	6,18	Meter
Anzahl Umdrehungen per Minute $\frac{60 . 6{,}18}{4{,}712}$	78½	
Aeußere Dicke der gußeisernen hohlen Turbinenwelle	0,240	„
Innere „ „ „ „ „	0,150	„
Dicke der inneren schmiedeisernen Standsäule	0,115	„
Durchmesser des Oberwasserzapfens	0,090	„
Zapfendruck (inclinative Componente des Wasserdrucks)	5100	Kilo
„ per 1 Quadratcentimeter Zapfenfläche	80	„

Digitized by Google

Schaufeltheilung des Laufrades . . . . . 0,0785 Meter.
Obere Kante der Leitschaufeln ist gerichtet radial.
Untere „ „ „ „ „ parallel den oberen Kanten.
„ „ „ Laufradschaufeln „ 50 Millimeter außerhalb des Centrums.
Obere „ „ „ „ parallel d. unteren Kanten.

Die Kraft wird von der Turbinenwelle auf die horizontale Haupttransmission durch ein conisches Räderpaar mit folgenden Dimensionen übertragen:

90 Z. Holz / 51 Z. Eisen } 75 Schrift 240 breit { 2150 Diameter des Theilkreises. / 1218 „ „ „

Die horizontale Haupttransmission hat 130 Millimeter Dicke und macht 145 Umdrehungen pro Minute.

Der Durchmesser der Rohrleitung für die Zuführung des Wassers ist 1,300 Meter.

Die Dicke des eisenblechenen Bogenstückes von 1,300 Meter Durchmesser über der Turbine ist 6 Millimeter.

In der Rohrleitung ist hinter dem Leerlauf g Taf. 53 eine Drosselklappe angebracht, welche zum Abstellen und Ingangsetzen des Motors dient.

Ein Centrifugal-Regulator wirkt auf die eigentliche Regulirung der Turbine ein, welche aus dem Verticalschnitte Fig. 4 Taf. 55 ersichtlich ist.

Diese Regulirung ist nach dem Principe Taf. 80 angeordnet, nur ist hier der bewegliche Regulirkranz concentrisch um das Zuleitungsrohr angeordnet.

Vor der Drosselklappe ist ein Leerlaufrohr g, ebenfalls mit einer Drosselklappe ausgerüstet, angebracht, und zwar wird diese Klappe in dem Maße geöffnet, als die große Drosselklappe des Zuleitungsrohrs geschlossen wird.

Es ist dieß nothwendig, um die beim Abschließen entstehenden Wasserstöße zu vermeiden, welche zu einem Platzen der Rohre nur allzuleicht Veranlassung geben.

Folgendes ist das Gewicht laut Abwaage der einzelnen Bestandtheile der vorliegenden Turbine:

Laufrad	870	Kilo.
Leitrad	450	„
Tragring	225	„
6 Säulen	540	„
Complete Gußwelle mit innerer Standsäule und Oberwasserzapfen	1560	„
Latus	3645	Kilo.

Digitized by Google

Transport	3645	Kilo
Fundamentkreuz	500	„
Ständer der inneren Standsäule der Gußwelle	265	„
ein 2theiliger Blechbogen über der Turbine	840	„
ein gußeisernes Mantelstück mit Stopfbüchsen	1050	„
Uebrige Bestandtheile	930	„
Summa	7230	Kilo.

200pferdige Jonvaltnrbinen-Anlage der Holzstoffsfabrik von Geislers Söhne in Raon. Frankreich.

(Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Zum Betriebe ihrer Holzschleiferei in Raon (Frankreich) wurden 2 Turbinen von je 100 Pferden aufgestellt, von welchen Fig. 2 Taf. 44 in $^1/_{40}$ der wirklichen Größe einen verticalen Durchschnitt zeigt.

Es ist sowohl der Unterwasserspiegel als der Oberwasserspiegel veränderlich, das Gefälle ziemlich constant, die Wassermenge veränderlich, so daß die Turbinen regulirt werden müssen. Die Transmission befindet sich über dem Oberwasserspiegel, daher die Turbine mit offenem Wasserkasten angelegt werden konnte, jedoch mußte der großen Tiefe wegen der Boden der Kammer über die Turbine verlegt und zwischen letzterer und ersterem ein Blechmantel eingeschaltet werden. Die Zeichnung stellt die Anlage in der Höhe abgebrochen dar, indem die Wassertiefe über dem hölzernen Boden der Wasserkammer $2^1/_2$ Meter beträgt.

Das Leitrad ruht in besonderem Tragring, letzterer auf Säulen. Leit- und Laufrad können herausgehoben werden, ohne Tragring, Mantel und Säulen zu demontiren.

Die Turbine ist mit 2 Schaufelkränzen construirt, von welchen der innere mit einer completen Schieberregulirung nach dem System Taf. 80 versehen ist.

Folgendes sind die hauptsächlichsten Dimensionen und Daten des Motors:

Kleinstes Gefälle in Metern	4,300	Meter
Wassermenge in Litern per Secunde	2500	Liter
Garantirte Nutzleistung in Pferden	105	Pferde
Mittlerer Durchmesser des inneren Schaufelkranzes	1,637	Meter
„ „ „ äußeren „	2,048	„
Radiale Breite des inneren Schaufelkranzes. Leitrad	0,190	„
„ „ „ äußeren „ „	0,175	„

Digitized by Google

Metalldicke des inneren Kranzes. Leitrad . . .	0,029	Meter
„ „ mittleren „ „ . . .	0,025	„
„ „ äußeren „ „ . . .	0,027	„
Höhe des Leitrades	0,200	„
Anzahl der Leitschaufeln	24	
Dicke der Leitschaufeln an der Austrittstelle . .	9	Millimeter
Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene	15	Grad
Normale Weite der Leitcanäle an der Austrittstelle	54	Millimeter
Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades	4	„
Effective (freie) normale Weite der Leitcanäle .	50	„
Mittlerer Durchmesser der Turbine	1,850	Meter
Schaufeltheilung des Leitrades am mittleren Umfang	0,2421	„
Anzahl der Laufradcanäle des inneren und äußeren Schaufelkranzes	24	
Schaufeltheilung am mittleren Umfang des Laufrades	0,242	Meter
Radiale Breite des inneren Laufradschaufelkranzes	0,195	„
„ „ „ äußeren „ .	0,180	„
Normale Weite (mittlere) der Laufradcanäle am Austritt	0,047	„
Summe der totalen normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades (total)	0,4700	Quadratm.
Höhe des Laufrades	0,200	Meter
Summe der freien normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades	0,430	Quadratm.
Ausfluß-Geschwindigkeit aus dem Leitrade $= 0{,}68\sqrt{2gh}$	6,245	Millimeter
Geschwindigkeit am mittleren Radumfang $= 0{,}60\sqrt{2gh}$	5,510	„
Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute .	57	
Aeußerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	0,250	Meter
Innerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle	0,150	„
Dicke der inneren schmiedeisernen Standsäule . .	0,120	„
Durchmesser des eisenblechenen Turbinenmantels .	2,500	„

Die Kraft wird von der Turbine auf die horizontale Transmission übertragen durch ein conisches Räderpaar mit folgenden Dimensionen:

Digitized by Google

90 Z. Holz 78 Millim. Schrift; 300 Millim. breit; 2,255 Meter Diameter.
51 Z. Eisen 78 „ „ 300 „ „ 1,278 „ „

Die horizontale Welle hat 140 Millimeter Dicke.

Die Lage der Wasserstände gegenüber der Turbine bei Hoch-, Mittel- und Niederwasser sind aus der Zeichnung zu entnehmen.

Der Regulirungsmechanismus der Turbine wird durch ein Handgetriebe ohne Regulator in Bewegung gesetzt.

Das Gewicht der einzelnen Bestandtheile der Turbine ist folgendes:

Laufrad	1500	Kilo
Leitrad	1340	„
1 Tragring	540	„
1 Bodenkreuz	525	„
1 Gußwelle complet	2615	„
1 Ständer	420	„
6 Säulen	600	„
1 Conus	150	„
Oberer Blechmantel	515	„
Complete Regulirung	2600	„
Schrauben und Keile ꝛc.	400	„
Total	11205	Kilo.

300pferdige Jonvalturbinen-Anlage der Baumwollspinnerei der Herren Legler-Hefti u. Co. in Ponte san Pietro bei Bergamo. Italien.

(Mechanische Installation von Egli u. Huber. Maschinenfabrik in Tann bei Rüti. Schweiz. Wasserbau ausgeführt von Largin u. Großmann; Bauunternehmer in Luzern. Schweiz.)

Mit Zeichnungen auf Tafel 49, 50 u. 51 in $^1/_{60}$ der wirklichen Größe.

Die ganze Anlage ist für die Aufstellung dreier Turbinen, jede von 150 Pferden, also für eine Gesammtkraft von 450 Pferden angelegt; es sind jedoch zur Zeit erst 2 Turbinen aufgestellt. Jede dieser Turbinen ist construirt für ein Gefälle von 4,300 Meter und eine Wassermenge per Secunde von 3500 Litern, entsprechend einer Leistung von 150 Pferden à 75% Wirkungsgrad.

Das Leitrad hat 32 Schaufeln, welche 24° gegen die untere Radebene geneigt sind, und 32 Leitcanäle von 70 Millimeter normaler Weite. Das Laufrad dagegen hat 36 Canäle von 50 Millimeter normaler

Digitized by Google

Ausflußweite, wobei nicht zu übersehen ist, daß das Laufrad nach unten einen erweiterten Querschnitt hat, indem an der Austrittstelle die Breite der Radcanäle 340 Millimeter beträgt, wobei man einen kleinen Austrittwinkel erhält. Letzterer beträgt hier 22°. Der mittlere Durchmesser beträgt 1,910 Meter; die Schaufeltheilung des Leitrades 188 Millimeter; die Höhe des Laufrades 280 Millimeter; diejenige des Leitrades 195 Millimeter.

Da wir im bisherigen Verlaufe des Werkes noch keine Jonvalturbine behandelt haben, deren Laufrad nach unten ausgeweitet ist, so wollen wir den vorliegenden Motor genau auf seine Dimensionen resp. Größenverhältnisse prüfen.

Es ist hier der Werth von $a + \beta = 90°$ oder Winkel $\beta = 90° - a$ und da $a = 24°$ (man sehe Fig. 3 Taf. 51, welches der Durchschnitt durch den Schaufelapparat der Turbine ist) so ist $\beta = 90 - 24 = 66°$.

Nun wird für dieses Winkelverhältniß nach § 37 Seite 159 der Werth der effectiven Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade

$$U = 0{,}65 \sqrt{2gh}$$

und $$u_1 = 0{,}70 \sqrt{2gh}.$$

Es ist nun $\sqrt{2gh} = 9{,}185$ Meter, also $U = 0{,}65 \cdot 9{,}185 = 5{,}970$ Meter.

Die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades ist

$$\triangle = 32 \cdot 0{,}070 \cdot 0{,}285 = 0{,}6384 \text{ Quatratmeter}$$

und daher die vom Motor consumirte Wassermenge

$$Q = 0{,}6384 \cdot 5{,}970 = 3{,}811 \text{ Cubikmeter}$$

oder 3811 Liter, oder circa 10 Prozent mehr als nach den vertragsmäßigen Bedingungen, was ganz normal ist.

Um nun zu finden, ob die Canäle des Laufrades richtig dimensionirt seien, ist zu beachten, daß Q in Folge des Spaltenverlustes circa 4 Prozent kleiner oder 3660 Liter ist. Es ist nun die Breite der Radcanäle am Austritt $u_1 = 0{,}70 \sqrt{2gh} = 6{,}430$ Meter.

Die Summe der normalen Ausflußquerschnitte wird

$$\triangle_1 = \frac{3{,}660}{6{,}43} = 0{,}5692.$$

Daraus folgt nun die nöthige normale Weite s_1 der Laufradcanäle

$$s_1 = \frac{0{,}5692}{36 \cdot 0{,}340} = 0{,}0465 \text{ Meter oder } 46\,{}^1\!/_2 \text{ Millimeter.}$$

Wollte man den Spaltenverlust kleiner annehmen, so würden sich ergeben 47 bis $47\,{}^1\!/_2$ Millimeter. In Wirklichkeit hat das Laufrad Canäle von 50 Millimeter normaler Weite, ist also etwas weniges zu groß, doch kann der Motor in jeder Hinsicht als gut berechnet betrachtet werden.

Digitized by Google

Fragt man sich nun, ob die Ausweitung des Laufradquerschnittes nach unten einen wesentlichen Vortheil im Gefolge haben könne, so muß dieß für die Jonvalturbine verneint werden, wenn man nämlich eine um $1^1/_2$ Prozent größere Leistung nicht als wesentlich betrachtet.

Ist jedoch letzteres der Fall, so ist die Ausweitung allerdings begründet, indem sie einen etwas kleineren Winkel oder bei gleichem Schaufelwinkel etwas kleineren Durchmesser des Motors zu wählen gestattet.

Die Wasserstände, resp. die Höhen des Ober- und Unterwasserspiegels sind bei der vorliegenden Turbinen-Anlage äußerst veränderlich, daher der Motor mitten zwischen beide Wasserspiegel verlegt und mit Saugrohr versehen werden mußte, um während dem größeren Theile des Jahres noch zugänglich zu bleiben. Die Wassermenge ist wenig veränderlich.

Die Turbine ist dennoch mit completem Regulirapparat versehen, indem je die zweite Leitschaufel (Fig. 3 Taf. 51) nach oben verlängert und in dem dadurch gebildeten Raum eine Klappe angebracht ist (Fig. 1 Taf. 51), welche je nach ihrer Lage den Durchgang des Wassers abschließt. Es muß jedoch besonders bemerkt werden, daß je eine Klappe sich nach der anderen entweder ganz öffnet oder ganz schließt, so daß der Apparat demjenigen Tafel 80 gleichwerthig ist. Es ist nämlich an der Axe jeder Klappe eine kleine Curbel angebracht, deren Zapfen in die gebrochene Nuthe eines Regulirkranzes eingreift, welches innerhalb des Leitrades auf Rollen läuft (ähnlich wie bei der Regulirung Tafel 80) und durch ein Getriebe von oben in Bewegung gesetzt wird.

Um den Regulirapparat vor den Unreinigkeiten des Wassers zu schützen und den Raum, in welchem sich derselbe befindet, überhaupt ganz vom Wasser frei zu halten, ist ein gußeiserner Mantel y angebracht, welcher nach oben in ein bis über den Oberwasserspiegel reichendes Rohr endigt.

Bei dieser Anordnung muß jedoch der Deckel des Leitrades sehr gut aufgedichtet und auch die Stopfbüchse an der Gußwelle äußerst sorgfältig behandelt sein, wenn der saugenden Wirkung des Wassers unter der Turbine keine Luft eintreten und die gute Wirkung des Motors beeinträchtigen soll.

Diese Abdichtungen sind jedenfalls nicht leicht zu bewerkstelligen und erscheint dem Schreiber dieses die unzugänglich eingeschlossene Lage des so delicaten Regulirungs-Mechanismus keineswegs practisch zu sein. Die einzelnen Theile können nicht geschmiert werden und ist überhaupt jede regelmäßige Controle unmöglich.

Digitized by Google

Diese Art des Regulirungs-Mechanismus ist jedenfalls nicht zu empfehlen, obwohl dieselbe auch von einem anderen schweizerischen Hause (in neuester Zeit sogar von mehreren) öfter in Anwendung gebracht wird.

Die Turbine ist mit Oberwasserzapfen versehen und ist letzterer aus Fig. 2 Taf. 51 ersichtlich. Um den Luftzutritt unter die Turbine zu verhindern, muß die hohle Gußwelle unten mit einer dicht schließenden Stopfbüchse versehen sein.

Die Haupttransmission nebst deren Lagerung ist aus den Tafeln 49 und 50 deutlich ersichtlich. Das Gebälke für das mittlere Lager der Turbinenwelle ist von Gußeisen, dasjenige zur Lagerung der horizontalen Haupttransmission aus Holz.

Alle drei Turbinen arbeiten auf eine gemeinschaftliche Transmissionswelle, welche 78 Umdrehungen per Minute macht.

Auf Taf. 49 ist der niedrigste Stand des Unterwasserspiegels angegeben. Der Oberwasserspiegel steigt nicht beträchtlich höher als angegeben, wohl aber der Unterwasserspiegel, wobei das Gefälle kleiner wird.

Die Turbinenwelle ist mit schmiedeiserner Verlängerung versehen, welche mit Klemmkuppelung und Keil mit der eigentlichen gußeisernen Turbinenwelle versehen ist. Der eine Theil dieser Klemmkuppelung ist mit der Turbinenwelle aus einem Stück gegossen.

Es mag noch bemerkt werden, daß der Grundriß zu Taf. 51 sich auf der linken Seite von Taf. 50 befindet. Derselbe zeigt Lagerung und Bewegung des Regulirkranzes.

90pferdige Girardturbine der Spinnerei und Weberei der Herren Gebrüder Becker in Linthal. Glarus. Schweiz.

(Installation von Egli u. Huber. Maschinenfabrik in Tann bei Rüti. Schweiz.)

Die Turbine ist auf Taf. 47 im Verticalschnitt und Grundrisse in $^1/_{15}$ der wirklichen Größe abgebildet und ist aus Fig. 3 derselben Tafel auch die Construction des Schaufelapparates ersichtlich. Dieselbe ist construirt für ein constantes Gefälle von 8,080 Meter und eine veränderliche Wassermenge von 470 bis 1110 Litern per Secunde, mit einer effectiven Leistung von 35 bis 90 Pferden.

Wegen der starken Veränderlichkeit des Wasserquantums ist die Turbine mit completem Regulirungs-Mechanismus versehen, welcher aus horizontal liegenden flachen Schiebern besteht, die sich radial aus- und

Digitized by Google

einwärts bewegen lassen, wobei sie auf die Leitcanäle zu liegen kommen und dieselben zudecken. Beim Aufmachen bewegen sich die Schieber radial nach auswärts.

Folgendes sind die Dimensionen und Hauptdaten des Motors:

Effectives Gefälle	8,080	Meter = h
Wassermenge per Secunde	470 bis 1110	Liter = Q
Abstand der äußeren Leitradebene vom Wasserspiegel	0,220	Meter
Druckhöhe des Wassers bis untere Ebene Leitrad	7,860	„ = h_1
Werth der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2 g h_1}$	12,42	„
Ausflußcoefficient für die Berechnung des Ausflußquerschnittes	0,85	„
Berechnete Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades $\triangle = \frac{1,110}{0,85\sqrt{2 g h_1}}$ =	0,1052	Quadratm.
Anzahl der Leitcanäle	48	
Normale Weite der Leitcanäle am Austritt . .	0,030	Meter
Lichte Breite der Leitcanäle am Austritt . . .	0,084	„
Wirkliche Summe der normalen Ausflußquerschnitte 48 . 0,030 . 0,084	0,1209	Quadratm.
Umfangsgeschwindigkeit der Turbine $v = 0,48\sqrt{2 g h_1}$	5,962	Meter
Mittlerer Durchmesser der Turbine	1,200	„
Anzahl Umdrehungen per Minute $\frac{60 . 5,962}{1,20 . 3,14}$ =	94½	
Durchmesser der Rohrleitung	1,200	„
Durchflußgeschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung = nahe	1,000	„
Aeußere Dicke der hohlen Gußwelle	0,192	„
Innerer Durchmesser der hohlen Gußwelle . .	0,125	„
Dicke der inneren schmiedeisernen Standsäule . .	0,100	„
Anzahl der Laufradcanäle	60	
Normale Weite der Laufradcanäle am Austritt .	0,022	„
„ „ „ „ „ Eintritt .	0,057	„
Winkel der Laufradschaufeln mit der unteren Radebene	20	Grad
„ „ Leitradschaufeln „ „ „ „ .	25	„
Höhe des Laufrades	0,145	Meter
„ „ Leitrades	0,115	„

Digitized by Google

Die Turbine ist mit Oberwasserzapfen versehen. Das Armkreuz mit Nabe ist an das Laufrad festgeschraubt, nicht angegossen.

Das Leitrad der Turbine ruht nicht direct auf den gußeisernen Tragsäulen, sondern auf einem eisernen, in die Mauer eingelassenen Gebälke, welches seinerseits wieder auf den Säulen liegt und dem Ganzen Steifigkeit ertheilt.

Da die gußeisernen Schieber v, von welchen jeder 4 Leitcanäle verdeckt, einen ziemlichen Raum erfordern, um nach Außen geschoben werden zu können, so erweitert sich das Zulaufrohr der Turbine unmittelbar über dem Leitrade zu einem Mantelstücke w, in welchem der Regulirungs-Mechanismus placirt ist.

An jedem Schieber ist ein nach oben stehender Zapfen mit einem Röllchen w angebracht, welcher in die gebrochene Nuthe eines horizontal auf Rollen liegenden, mit Verzahnung versehenen beweglichen Regulirkranzes t eingreift. Dadurch wird ein Schieber nach dem andern bei der Drehung des Kranzes in radialer Richtung nach aus- oder einwärts geschoben.

Zur radialen Führung der Schieber sind auf der untern Fläche der Letztern Nuthen herausgehobelt, welche auf Führungsleisten passen, die auf der obern Fläche des Leitrades festgeschraubt sind. Der bewegliche Regulirkranz läuft auf verticalen Rollen und wird durch horizontale Rollen genau concentrisch zur Achse der Motors erhalten.

Die Bewegung wird dem Regulirkranze durch ein Stirngetriebe r mit Welle o von einem im Fabriksaal befindlichen Handgetriebe aus ertheilt. Folgendes sind die Resultate der mit der Turbine angestellten Bremsversuche:

		1ter Versuch.	2ter Versuch.	3ter Versuch.
Anzahl der offenen Canäle des Leitrades	i	48	32	16
Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute	u	115	116	118
Dicke des Wasserstrahles beim Ueberfall	k	0,269 m	0,221 m	0,152 m
Belastung des Bremshebels	g	212 kg	138 kg	72½ kg
Gefälle	h	8,050 m	8,08 m	8,08 m
Breite des Ueberfalles	l	4,27 m	4,265 m	4,257 m
Wassermenge	Q	1,109 cbm	0,8832 cbm	0,4767 cbm
Wirklicher Effect in Pferden	Nu	102,5 Pferde.	67,25 Pferde.	36 Pferde.
Theoretischer Effect in Pferden	Na	119 „	90 „	51,36 „
Wirkungsgrad in Proz.	y	86 Prozent	74,7 Prozent	70 Prozent.

Digitized by Google

Die Vermessung der Wassermenge geschah mittelst eines Ueberfalles von gleicher Breite mit dem Canale und zwar nach der Formel von Braschmann:

$$Q = \left(0{,}424 + 0{,}00053\,\frac{1}{k}\right) l\, k \sqrt{agk},$$

wobei k die Dicke des Wasserstrahles über der Kante des Ueberfalles resp. die Höhe des Oberwasserspiegels über der Kante des Ueberfalles in einer Entfernung von 3 Metern von dieser Kante. Die Bedeutung der einzelnen Buchstaben dieser Formel ist aus obiger Tabelle zu entnehmen.

Die Bremsversuche sind von Herrn Ingenieur Berchtold-Burkhardt angestellt worden.

Leider sind obige Resultate nicht entscheidend, da ja nur ein einziger Versuch angestellt wurde. Die Differenz von Versuch 1 und 2 ist zu groß und betrachtet es Verfasser Dieses aus bereits mehrfach erwähnten Gründen als unmöglich, mit einer Turbine einen Wirkungsgrad von 86 Prozent zu erhalten, obwohl die betrachtete Turbine als in allen Theilen gut angeordnet und berechnet zu nennen ist.

185pferdige Partial-Turbine der Spinnerei Telfs in Tirol.

(Installation von Egli-Huber, Maschinenfabrik in Tann bei Rüti, Schweiz.)

Mit Zeichnung auf Tafel 48.

Die Turbine ist für ein Gefälle von 20,750 Meter und eine veränderliche Wassermenge von 890 Litern im Maximum construirt und daher als Partialturbine mit 2 einander diametral gegenüberliegenden Eintrittsstellen des Wassers gebaut, von welchen jede mit einem horizontalen Kreisschieber versehen ist.

Da der Motor eine bedeutende Kraft entwickelt und mithin große Pressungen im Laufrad in Frage kommen, ist die zu beiden Seiten vertheilte symmetrische Beaufschlagung deshalb gewählt, um keinen einseitigen Achsendruck zur Wirkung kommen zu lassen und die aus einem solchen resultirenden einseitigen starken Abnützungen und Vibrationen zu vermeiden.

Zwei Jonvalturbinen-Anlagen für außergewöhnliche Verhältnisse.

Im Nachstehenden sollen zwei Turbinen-Anlagen betrachtet werden, welche besonders dadurch bemerkenswerth sind, daß dieselben für genau

Digitized by Google

einander entgegengesetzte, nämlich der eine für sehr günstige, der andere für sehr ungünstige locale Verhältnisse angeordnet werden mußten. Die auf Taf. 95 Fig. 1 abgebildete Moser'sche Turbine mußte für ein äußerst veränderliches Gefälle und eine ganz constante Wassermenge, die andere auf Taf. 95 Fig. 2 abgebildete Turbine dagegen für ein ebenfalls veränderliches Gefälle, aber für ein jederzeit beliebig groß zu wählendes Wasserquantum zur Entwicklung einer gegebenen Kraft construirt werden. Im Nachstehenden sollen beide Anlagen etwas näher betrachtet werden.

1) Turbine in der Mühle des Herrn Adolf Moser an der Matte in Bern für ein veränderliches Gefälle von 0,9 Meter bis 2,400 Meter und eine constante Wassermenge von 1250 Litern pro Secunde, mit Zeichnung auf Taf. 95 Fig. 1. (Installation von Theodor Bell u. Co. in Kriens. Schweiz.)

Die vorliegende Anlage gehört zu den schwierigsten ihrer Art. Es war eine ganz gleichbleibende Geschwindigkeit der Transmission bei jedem vorhandenen Unterwasserstand vorgeschrieben. Der Oberwasserspiegel ist jederzeit ganz constant in derselben Höhe, dagegen steigt der Wasserspiegel des Ablaufcanales beim mittlern Hochwasserstand 1,500 Meter höher als beim gewöhnlichen niedrigen Winterwasserstand. Der Ablaufcanal mündet direct in die Aare.

Die Wassermenge, ebenfalls der Aare entnommen, wird der Moser'schen Mühle durch ein längst vorhandenes steinernes Gerinne zugeleitet, welches jederzeit bis an den Rand gefüllt ist und, da es sich durch den in der Mitte gelegenen Theil der Stadt Bern (mitten der Straße entlang) hinzieht, keine Vermehrung des zufließenden Wassers gestattet. Es handelte sich nun darum, das sehr mäßige Wasserquantum von 1250 Litern pro Secunde auf möglichst günstige Weise auszunutzen, wobei der Motor bei dem relativ außergewöhnlich verschiedenen Gefälle (0,90—2,400 Meter) genau dieselbe Anzahl Umdrehungen zu machen hat.

Die Dimensionen der für die gegebenen Verhältnisse construirten Jonvalturbine sind folgende:

Anzahl der Schaufelringe des Leitrades . . .	3	
„ „ Schaufeln des äußeren Kranzes . .	33	
„ „ „ „ mittleren „ . . .	27	
„ „ „ „ inneren „ . . .	22	
Lichte Breite (radiale Dimension) des äußeren Kranzes	0,180	Meter
„ „ „ „ „ mittleren „ .	0,120	„
„ „ „ „ „ inneren „ .	0,120	„
Mittlere normale Weite der Leitcanäle aller 3 Kränze	0,044	„
Höhe des Leitrades, resp. der Leitcanäle . . .	0,140	„

Digitized by Google

Aeußerer Durchmesser des äußeren Kranzes im Lichten	1,830	Meter
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades	0,4420	□ Meter
Durchmesser (im Lichten) des Turbinenschachtes .	2,500	Meter
Anzahl der Schaufelringe des Laufrades . . .	3	
„ „ Schaufeln des äußersten Kranzes . .	34	
„ „ „ „ mittleren „ . . .	28	
„ „ „ „ inneren „ . .	23	
Lichte Breite (radiale Dimension) des äußeren Kranzes	0,183	Meter
„ „ „ „ „ mittleren „ .	0,120	„
„ „ „ „ „ inneren „ .	0,123	„
Mittlere normale Weite der Radcanäle aller 3 Kränze	0,0365	„
Höhe des Laufrades	0,140	„
Aeußerer Durchmesser des äußeren Kranzes im Lichten	1,836	„
Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute .	44	
Durchmesser des Saugmantels im Lichten . . .	1,980	Meter

Die wesentlichste Aufgabe für den Constructeur bestand bei der vorliegenden Anlage darin, die Anordnung ausfindig zu machen, welche in Bezug auf die Umdrehungszahl der Turbine bei den verschiedenen Gefällen das günstigste Ergebniß liefert. Es kann dies lediglich durch versuchsweises Verfahren ermittelt werden.

Die Turbine wurde nun schließlich so angeordnet, daß dieselbe bei dem Gefälle von 0,900 Meter mit allen drei Schaufelkränzen arbeitet. Es ist für diesen Fall, nämlich für $h = 0{,}90$ Meter

$$\sqrt{2\,g\,h} = 4{,}20 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade

$$U = 0{,}676\,\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}676 \,.\, 4{,}2 = 2{,}814 \text{ Meter.}$$

Die Summe $\triangle$ der erforderlichen Austrittsquerschnitte des Leitrades

$$\triangle = \frac{Q}{0{,}676\,\sqrt{2\,g\,h}} = 0{,}4420 \text{ Meter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine ist (für die Mitte des mittleren Kranzes berechnet) 1,416 Meter; der Umfang 4,241 Meter. Die Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Umfange ist

$$0{,}65\,\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}65 \,.\, 4{,}2 = 2{,}73 \text{ Meter}$$

und somit die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen bei 0,90 Meter Gefälle

$$= \frac{60 \,.\, 2{,}73}{4{,}241} = 39 \text{ pro Minute.}$$

Nun werden die stoßfreien Umfangsgeschwindigkeiten am inneren und äußeren Umfange dieses sehr breiten Rades so bedeutend von einander

Digitized by Google

abweichen, daß die gewöhnlich übliche Constructionsweise des Schaufelapparates verlassen und der letztere nach der neuen Methode construirt werden mußte, nach welcher der Reactionsgrad am äußeren Umfange groß, am inneren dagegen klein gehalten wird und die vortheilhaftesten, stoßfreien Umfangsgeschwindigkeiten des Rades mit den wirklichen Umfangsgeschwindigkeiten sehr nahe zusammentreffen.

Bei dem größten Gefälle von 2,400 Meter dagegen arbeitet die Turbine nur mit dem äußersten Kranze allein und es ist für diese Verhältnisse, wo das Wasserquantum ausnahmsweise nur auf 1100 Liter sinkt,

$$\sqrt{2gh} = 6{,}860 \text{ Meter};$$

die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 0{,}676 \cdot 6{,}860 = 4{,}590 \text{ Meter}$$

und die Summe der Ausflußquerschnitte

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gh}} = \frac{1{,}100}{4{,}590} = 0{,}240 \text{ Quadratmeter},$$

was bei 33 Canälen von 180 Millimeter Breite einer freien normalen Weite der Canäle von 40 Millimetern entspricht, welcher Werth infolge der Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufelkanten des Laufrades auf 44 Millimeter erhöht worden ist.

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für den äußersten Kranz ergab sich zu

$$v = 0{,}62\sqrt{2gh} = 0{,}62 \cdot 6{,}86 = 4{,}25 \text{ Meter}$$

und die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen zu

$$\frac{60 \cdot 4{,}25}{5{,}135} = 49\tfrac{1}{2}$$

pro Minute.

Die mittlere vortheilhafteste Umdrehungszahl für alle Gefälle ergab sich schließlich zu

$$\frac{39 + 49\tfrac{1}{2}}{2} = 44 \text{ pro Minute},$$

für welche Geschwindigkeit denn auch die Transmissionen berechnet worden sind. Bei dem kleinsten Gefälle von 0,90 Meter und 1200 Litern Wasser pro Secunde können durch die vorliegende Turbine noch 2 französische Mahlgänge von 1250 Millimeter Steindurchmesser mit 140 Umdrehungen pro Minute und ziemlich starker Forcirung des Mahlprocesses, sowie die nöthigen Nebenapparate in Betrieb erhalten werden.

Bei dem größeren Gefälle von 2,400 Meter und derselben Wassermenge pro Secunde werden 4 Mahlgänge, 5 Walzenstühle, 1 Rollengang, nebst den Nebenwerken in Betrieb gesetzt. Es kann somit dem

Digitized by Google

Gefühle nach die Leistung der Turbine unter so bedeutend von einander abweichenden Verhältnissen als vorzüglich bezeichnet werden.

Bei den mittleren Gefällen von $1^1/_2$ bis 2 Meter wird der äußerste Kranz ganz und der mittlere Kranz zum Theil geschlossen. Ein eigentlicher Regulirungsmechanismus durfte nicht angebracht werden, sowohl der Kosten halber, als namentlich auch deshalb, weil die Turbine keinerlei Bestandtheile erhalten sollte, welche eine aufmerksamere Bedienung erfordern; der Motor sollte möglichst einfach sein.

Es wurden deshalb im äußeren Schaufelkranze nur 6 Klappen angebracht, mit deren Hilfe durch einfaches Aufziehen oder Niederlassen je 3 Leitcanäle (also zusammen 18 von den 33) geöffnet oder geschlossen werden konnten.

Dagegen wurden der ganze mittlere und innere Schaufelkranz mit je 3 Canäle überdeckenden, mit Handgriffen versehenen, genau aneinander schließenden Gußdeckeln versehen, welche nur durch die Hand senkrecht aufgesetzt und abgehoben werden.

Die Disposition der Turbine ist aus Tafel 95 ersichtlich. Um das Aufsetzen und Abheben der Deckel des Leitrades, d. h. das Anpassen des Motors an die verschiedenen Gefälle jederzeit leicht und im Trockenen bewerkstelligen zu können, ist die Turbine selbst in solcher Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel angebracht, daß das Unterwasser auch bei seinem höchsten Stande niemals über die obere Ebene des Leitrades hinaufreicht, sodaß diese Ebene bei geschlossener Einlaufschütze jederzeit im Trockenen liegt. Der Oberwasserspiegel liegt 900 Millimeter über der oberen Leitradebene und es wirkt daher der untere Theil des Gefälles durch Saugen auf das im Laufrad befindliche Wasser ein. Der Saugmantel i aus 5 Millimeter starkem Eisenbleche, aus 2 Theilen zusammengesetzt, ist am Leitrade luftdicht angeschraubt und kann das letztere sammt diesem Saugmantel aus dem Turbinenschachte herausgehoben werden, ohne daß irgend etwas Anderes außer dem ebenfalls 2theiligen Conus r losgeschraubt und entfernt werden muß. Das Leitrad ist zu diesem Zwecke in einen besonderen Tragring eingelegt, welch letzterer in die Betonmasse des Schachtgewölbes eingegossen ist.

Die Turbinenwelle ist mit eiserner, im Ständer h befestigter Standsäule und äußerer hohler Gußwelle mit Oberwasserzapfen versehen, welcher mit 80 Kilogramm pro Quadratcentimeter Auflagefläche belastet ist.

Die Abstellung und Ingangsetzung der Turbine findet durch eine im Ablaufcanale angebrachte Drehschütze k mit horizontaler Achse statt, welche durch ein Schneckengetriebe l m und das Handgetriebe n in Bewegung gesetzt wird.

Digitized by Google

Diese Schütze wird oben und unten von zwei einbetonirten Eisenbahnschienen begrenzt, um einen genauen Abschluß zu ermöglichen und ein leicht eintretendes Auswaschen an dieser Stelle zu verhindern.

Diese Schütze hat keineswegs die Bestimmung, die Turbine den verschiedenen Gefällen anzupassen; dies geschieht vielmehr durch die bereits erwähnten Deckel.

Durch ein conisches Räderpaar wird die Kraft von der Turbinenwelle auf die horizontale Mahlganglinie übertragen.

Die Verlängerung der Turbinenwelle bildet die verticale Mühlenlinie und betreibt die in den oberen Stockwerken befindliche Putzerei und Sortirerei.

Die Turbine ist im Inneren des Mühlengebäudes aufgestellt und daher der kreisförmige Turbinenschacht auf den möglichst kleinen Durchmesser von $2^1/_2$ Metern reducirt.

Wie bereits oben bemerkt, ist behufs theilweiser Beseitigung der Geschwindigkeits-Differenzen (Winkeldifferenzen resp. deren Einfluß) die Turbine in ihrer Schaufelconstruction nach der neuen Methode (Seite 258 u. f. w.) ausgeführt worden. Vollständig konnten jedoch diese Differenzen nicht beseitigt werden, weil dies bei der großen relativen Kranzbreite nicht durchführbar war, d. h. überhaupt nicht möglich ist. Die Schaufelconstruction soll hier noch etwas eingehender betrachtet werden.

Die Wasserstände sind bei der vorliegenden Anlage der Art, daß

a) Das Gefälle 0,900 Meter ist während durchschnittlich 14 Tagen d. J.
b) „ „ 1,500 „ „ „ „ 4 Monaten d. J.
c) „ „ 2,400 „ „ „ „ $7^1/_2$ „ d. J.

Dabei verändern sich die Niveauverhältnisse meist ziemlich plötzlich, bleiben jedoch alsdann während der angegebenen Zeiten ziemlich unveränderlich.

Die Turbine ist nun so construirt, daß der nur 14 Tage dauernde größte Wasserstand (das kleinste Gefälle) zwar für die Größe der Turbine resp. den erforderlichen Ausflußquerschnitt maßgebend war, jedoch in Bezug auf die Winkeldifferenzen vernachlässigt wurde.

Es haben nämlich die beiden innern Kränze (zusammen als 1 Kranz betrachtet) bei mittlerm Wasserstande und Gefälle, dagegen der äußerste Kranz allein bei kleinstem Wasserstande oder größtem Gefälle zu arbeiten nnd da in jedem dieser beiden Fälle (zus. während $11^1/_2$ Monaten des Jahres) der Nutzeffect möglichst groß sein soll, so mußten hinsichtlich der Schaufelconstruction die beiden innern Kränze zusammen für sich und wieder der äußerste Kranz allein für sich als ganz besondere Turbine betrachtet und unabhängig von einander angeordnet werden und zwar wie folgt:

Digitized by Google

1. Aeußerster Schaufelkranz. An diesem ist die Schaufelconstruction so durchgeführt, daß am innern Umfange folgende Daten gelten:

Umfangsgeschwindigkeit $0{,}615\sqrt{2gh}$,
Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}67\sqrt{2gh}$,
relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes $0{,}25\sqrt{2gh}$,
relative Richtung " " 90 Grad d. h. rechtwinklig zur Radebene,
normale Weite der 33 Leitcanäle 44 Millimeter,
Schaufeldicke (Gußschaufeln) 9 Millimeter,
Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene $22\frac{1}{2}$ Grad,
horizontale Erstreckung der Leitschaufeln 228 Millimeter,
Schaufeltheilung 140 Millimeter,
normale Weite der 33 Laufradcanäle $36\frac{1}{2}$ Millimeter,
Schaufeltheilung der 33 Laufradcanäle 140 "
Winkel der Laufradschaufeln mit der untern Radebene 19 Grad,
horizontale Erstreckung der Laufradschaufeln 211 Millimeter.

Am äußern Umfange des äußersten Schaufelkranzes gelten folgende Daten:

Ausflußgeschwindigkeit U $0{,}65\sqrt{2gh}$,
Umfangsgeschwindigkeit $0{,}69\sqrt{2gh}$,
Geschwindigkeit des relativen Wassereintrittes $0{,}19\sqrt{2gh}$,
normale Weite der 33 Leitcanäle 47 Millimeter,
Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene 19 Grad,
horizontale Erstreckung der Leitschaufeln 228 Millimeter,
normale Weite der 33 Laufradcanäle 37 Millimeter,
Dicke der Leit- und Laufradschaufeln 9 Millimeter,
Winkel der Laufradschaufeln mit der untern Radebene $15\frac{1}{2}$ Grad,
horizontale Erstreckung der Radschaufeln 315 Millimeter.
Schaufeltheilung 175 Millimeter.

2. Innerer und mittlerer Schaufelkranz in Bezug auf die Schaufelform zusammen als einziger Kranz construirt.

Am innern Schnitt des innersten Schaufelkranzes gelten folgende Daten:

Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade U $0{,}67\sqrt{2gh}$
Umfangsgeschwindigkeit v $0{,}60\sqrt{2gh}$,
Geschwindigkeit des relativen Wassereintrittes $u = 0{,}29\sqrt{2gh}$,
normale Weite der 33 Leitcanäle 38 Millimeter.
Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene 25 Grad,
Schaufeltheilung 110 Millimeter,

Digitized by Google

horizontale Erstreckung der Leitschaufeln 200 Millimeter,
Dicke der Leit- und Laufradschaufeln 9 Millimeter,
normale Weite der 33 Laufradcanäle 33 Millimeter,
horizontale Erstreckung der Laufradschaufeln 190 Millimeter,
Winkel der Laufradschaufeln mit der untern Radebene $22\frac{1}{2}$ Grad,

Am äußern Schnitt des mittleren Kranzes gelten folgende Daten:

Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}65\sqrt{2\,g\,h}$,
Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}90\sqrt{2\,g\,h}$,
Geschwindigkeit des relativen Wassereintrittes $u = 0{,}19\sqrt{2\,g\,h}$,
normale Weite der 33 Leitcanäle 40 Millimeter,
Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene $16\frac{1}{2}$ Grad,
Schaufeltheilung des Leitrades 173 Millimeter.
horizontale Erstreckung der Leitschaufeln 235 Millimeter,
" " " Laufradschaufeln 330 Millimeter,
normale Weite der 33 Laufradcanäle 32 Millimeter,
Schaufeldicke der Rad- und Leitschaufeln 9 Millimeter,
Winkel der Laufradschaufeln mit der untern Radebene $13\frac{1}{2}$ Grad.

In dieser Weise construirt, wurden die obern Kanten der Leitschaufeln radial gestellt und die untern Kanten parallel den obern gelegt.

Bei den Laufradschaufeln waren die obern Kanten radial gestellt und die untern nach obigen Daten nach einwärts abgelenkt.

Es muß besonders bemerkt werden, daß die wirklichen Umfangsgeschwindigkeiten am innern Umfange kleiner und am äußern Umfange größer sind als oben angegeben und es repräsentiren diese angegebenen Geschwindigkeiten diejenigen, für welche die Winkelverhältnisse vollkommen richtig und also alle Geschwindigkeitsdifferenzen gänzlich beseitigt sind.

Diese Differenzen für die wirklich vorhandenen Geschwindigkeiten ganz zu beseitigen, ist bei der großen Kranzbreite der obigen Turbine nicht möglich.

Die Turbine arbeitet bei der angegebenen Construction in sehr befriedigender Weise.

2. Turbine von 15 bis 30 Pferden bei einem Gefälle von 1 bis 2,40 Meter und einem beliebigen Wasserquantum, mit Zeichnung auf Tafel 95 Fig. 2.

Diese Anlage bildet genau das Gegentheil der obigen, d. h. es ist bei den gegebenen Verhältnissen den gestellten Anforderungen sehr leicht zu entsprechen. Diesen Anforderungen nach sollte die Turbine bei einem minimalen Gefälle von 1 Meter eine Kraft von 15 Pferden und bei 2 Meter Gefälle eine solche von 30 Pferden entwickeln, wobei dieselbe in beiden Fällen ein beliebig großes Wasserquantum consumiren darf.

Digitized by Google

Das Turbinenhaus ist im Bette der Aar selbst zwischen 4 starken hölzernen Eckpfosten aufgestellt.

Die Dimensionen der Turbine, welche mit einem einzigen Schaufelkranze ausgeführt ist und durch eine Ringschütze regulirt wird, sind folgende:

Kleinstes Gefälle h	1,00	Meter
Mittlerer Durchmesser der Turbine	1,400	Meter
Breite der Leitcanäle	402	Millimeter
„ „ Radcanäle	412	Millimeter
Normale Weite der Leitcanäle	61	„
„ „ „ Radcanäle	53	„
$\sqrt{2hg}$	4,430	Meter
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades $\triangle = \frac{2,000}{3,000}$	0,666	Quadratmeter
wofür sicherheitshalber genommen wurde $\triangle$.	0,700	Quadratmeter
Mittleres Gefälle, für welches die mittlere Anzahl Umdrehungen der Turbine berechnet ist h_2 .	1,700	Meter
Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange $= 0,65\sqrt{2hg}$	3,754	Meter
Anzahl Umdrehungen der Turbine	51	
Größte Wassermenge	2000	Liter
Anzahl Schaufeln des Leitrades	30	
„ „ „ Laufrades	31	
Schaufeltheilung des Leitrades	146	Millimeter
„ „ „ Laufrades	142	„
Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $0,676\sqrt{2gh}$	3,000	Meter
Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades $\triangle_1$	0,676	Quadratmeter.

Die Anbringung der Ringschütze d zur Regulirung der Turbine und deren Verbindung mit einem Regulator h war im vorliegenden Falle vorgeschrieben, obwohl die Bewegung der Einlaufschütze l ganz dieselben Dienste geleistet hätte.

Das Leitrad a ist hier mit seinen angegossenen Traglappen direct auf das Holzgebälke des Wasserkastens gelagert. An das Leitrad ist auch hier der feststehende Saugmantel c luftdicht angeschraubt. Die Ringschütze d aus Eisenblech ist ebenfalls aus 2 Theilen zusammengesetzt. Die hohle Turbinenwelle besitzt eine feststehende innere Säule und einen Oberwasserzapfen.

Digitized by Google

Das Regulatorgetriebe wird von der oberen horizontalen Vorgelegewelle der Turbine durch eine Riemscheibe i in Bewegung gesetzt.

Der Regulator selbst erhält seine Bewegung direct von der Turbinenwelle aus durch einen liegenden Riemen und hat nur die Verschiebung des Riemens auf das Wechselgetriebe zu bewerkstelligen.

Die Bewegung der Ringschütze d erfolgt mittelst 4 Schraubenspindeln s, welche sich nur drehen, aber nicht heben und senken. Gedreht werden diese 4 Spindeln mittelst 4 an einem gemeinschaftlichen Ringe q angebrachter Kurbeln r.

Dieser Ring erhält seine Bewegung von einer dieser 4 Kurbeln aus, welche auf der Achse eines Rades p angebracht ist, das vom Wechselgetriebe h des Regulators aus seine Drehung in dieser oder jener Richtung erhält, je nachdem die Transmission mehr oder weniger Umdrehungen macht, als dieselbe soll.

Die Turbine dient zum Betrieb einer schweren Gattersäge mit 180 Umdrehungen pro Minute, einer Bauholzcircularsäge von 1,200 Meter Durchmesser mit 1200 Umdrehungen pro Minute, 2 kleinerer gewöhnlicher Cicularsägen, einer Bandsäge und mehrerer Frais- und Hobelmaschinen.

Alle genannten Maschinen arbeiten öfter gleichzeitig miteinander.

Die Hauptdimensionen und Daten der Turbine sind folgende:

Veränderliches Gefälle 1 Meter bis 2,700 Meter.

Verlangte Kraft { 15 Pferde bei 1 Meter Gefälle, / 25 " " 2 " "

Wassermenge bei 1 Meter Gefälle 2000 Liter per Secunde.

Werth der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h} = 4{,}430$ Meter per Secunde.

Wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade U $0{,}676\sqrt{2\,g\,h} = 2{,}994$ Meter per Secunde,

Erford. freier Ausflußquerschn. des Leitrades $\triangle = \frac{2{,}000}{3{,}000}\,0666$ □ m.

Dafür ist genommen worden totales $\triangle = 0{,}735$ □ Meter,

Anzahl der Leitcanäle 30.

Radiale Breite der Leitcanäle 0,402 Meter,

Totale normale Weite der Leitcanäle am Austritt 0,061 Meter,

Wirklich freie " " " " " 0,058 "

Verengung durch die Radschaufelkanten 0,003 Meter,

Anzahl der Laufradschaufeln 31,

radiale Breite der Laufradcanäle 0,412 Meter,

normale Weite der Laufradcanäle am Austritt 0,053 Meter,

Digitized by Google

Mittlerer Durchmesser der Turbine 1,400 Meter,
Stellung aller Leit- und Laufradschaufelkanten radial.
Dicke der Leit- und Laufradschaufeln 10 Millimeter,
Am längsten andauerndes Gefälle 1,700 Meter,
Diesem entsprechende Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}65 \sqrt{2gh} = 3{,}754$ Meter,
Anzahl der Umdrehungen der Turbine $\frac{60 \cdot 3{,}754}{3{,}14 \cdot 1{,}40} = 51$ pro Minute.
Aeußerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle 0,170 Meter,
Innerer Durchmesser der hohlen gußeisernen Turbinenwelle 0,105 Meter,
Innere Standsäule 0,080 Meter.

Der Schaufelapparat ist nach der ältern Methode angeordnet.

Der Motor kann als Beispiel einer recht billigen Turbine mit mäßigem Wirkungsgrade von 65 Prozent bis 70 Prozent dienen.

Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene, am innern Umfange 38 Grad,
Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene am äußern Umfange 23 Grad,
Winkel der Radschaufeln mit der obern Radebene 90 Grad,
" " " " " untern " am innern Umfange 35 Grad,
Winkel der Radschaufeln mit der untern Radebene am äußern Umfange 21 Grad,

Folgendes ist das Gewicht laut Abwaage der einzelnen Bestandtheile des Motors:

Leitrad	540	Kilogramm
Laufrad	720	"
Complete Turbinenwelle . . .	752	"
1 Ständer	266	"
1 Conus auf Leitrad	77	"
Oberer und unterer Blechmantel	595	"
Regulirtheile	399	"
Diverses	30	"
	3379	Kilogramm.

Der obere sogenannte Turbinensupport beim conischen Getriebe wiegt sammt 2 Lagern 393 Kilogramm.

Digitized by Google

Turbinen mit Rückschaufeln von Haenel. Bremsversuche mit solchen.

Bekanntlich hat Eduard Haenel, Director der Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik in Magdeburg im Jahre 1861 zuerst die Turbinen mit Rückschaufeln (man sehe § 63 Seite 291) in Anwendung gebracht, d. h. ungefähr um dieselbe Zeit, in welcher Rittinger (Seite 198) seine Turbinen mit gleicher normaler Canalweite approbirte und Girard bereits zahlreiche reine Actionsturbinen mit ausgeweiteten Laufrädern construirte.

Die Haenel'sche Turbine mit Rückschaufeln unterscheidet sich dadurch wesentlich von der Rittinger'schen, als sie ebenfalls ausgeweiteten Radquerschnitt hat, während dieß bei der Rittinger'schen nicht der Fall ist, daher die letztere auch einen weniger hohen Wirkungsgrad ergab. Bei beiden Turbinen-Arten war der normale Querschnitt der Laufradcanäle an allen Stellen gleich groß, so daß die Turbine zwar mit begrenztem (oder geformtem) Strahle arbeitete, im Uebrigen jedoch eine reine Actionsturbine war.

Daß solche Turbinen gut im Unterwasser laufen, ist bekannt.

Haenel hatte unter Mitwirkung des Herrn J. C. Bernhard-Lehmann (jetzigem Director der Maschinenfabrik von Queva in Erfurt) mit einer seiner Turbinen mit Rückschaufeln, die sehr sorgfältig construirt war, umfassende Versuche angestellt, welche noch heute von großem Werthe sind, da sie mit aller Sorgfalt und Vorurtheilslosigkeit angestellt wurden, und in jeder Hinsicht volles Vertrauen verdienen.

Die nachstehende Wiedergabe der Versuchs-Resultate und die Begründung der Construction der Turbine mit Rückschaufeln ist ein abgekürzter Auszug aus der von den Herren Ed. Haenel und J. C. Bernhard-Lehmann (beide als ausgezeichnete Constructeure bekannt) veröffentlichten Abhandlung. Die bezüglichen Versuche sind zu wichtig, als daß dieselben hier weggelassen werden könnten.

Beschreibung der Turbinen. Es sind zum Betriebe einer Mühle bei Rothenburg an der Saale 8 Turbinen genau gleicher Construction ausgeführt nnd die Versuche mit einer dieser 8 Turbinen angestellt worden.

Fig. 1 Tafel 96 zeigt einen Verticalschnitt durch die Turbine und Tafel 97 einen Durchschnitt durch den Schaufelapparat.

Das Leitrad besteht aus einem innern Kranze mit den Schaufeln

Digitized by Google

und einem äußeren Kranze, welcher letztere in den Tragkranz eingelegt und mit demselben, durch Stellschrauben gesichert, verbunden ist. Die Anzahl der Leitschaufeln ist 32 und jede derselben ist durch zwei vernietete Zapfen mit dem inneren Kranze fest verbunden. 24 Schaufeln haben eine Blechdicke von $^1/_4$ Zoll, 8 jedoch eine Dicke von $^3/_8$ Zoll und letztere sind an der oberen Seite in radialer Richtung mit schmiedeeisernen Schienen versehen, deren vor die Peripherie der Schaufeln vorspringende Enden sich in entsprechende Lücken im äußeren Kranz einsetzen und das Leitschaufelrad mit der auf demselben liegenden Abschützung und die darüber stehende Wassersäule zu tragen haben. Der äußere Leitschaufelkranz bildet durch seine drei Wände einen hohlen Raum, welcher durch einen aufgelegten, schmiedeisernen Ring abgeschlossen und durch eingegossene Zwischenwände in 32 Kammern abgetheilt wird, von denen jede mit einer Zelle des Leitrades mittelst eines in den äußeren Leitschaufelkranz eingebohrten Loches communicirt. Ebenso enthält der aufgelegte Ring für jede Kammer ein Loch, in welches sich ein bis über das Wasser hinausgehendes schmiedeisernes Rohr, das mit einem rinförmigen Ansatze auf dem Deckringe steht, einsetzt.

In dem innern Leitradkranz ruht und ist mit demselben durch Stellschrauben verbunden ein Kranz, welcher mit 4 Armen und einem nabenartigen Mittelstück aus dem Ganzen besteht. Die Flächen zwischen den Armen werden durch eingefaßte Blechsectoren ausgefüllt. Der genannte Mitteltheil besteht aus einem Hohlcylinder, dessen obere äußere Peripheriefläche als Zapfen für den Abschützapparat und dessen untere innere Peripheriefläche als Gehäuse für das untere Halslager der Turbinenwelle dient. Dieses Lager besteht aus einem in den Hohlcylinder eingeschobenen gußeisernen Körper mit 3 Kammern, in welchen sich Pockholzklötze als Lagerung für die Welle befinden. Das Pockholz eignet sich, wie die Erfahrung gelehrt hat, für Lagerung unter Wasser ganz vorzüglich; das hier verwendete Holz hatte noch, um eine möglichste Sicherheit für seine Unwandelbarkeit im Wasser zu erlangen, vor seiner Verwendung während einiger Monate im Wasser gelegen. Durch hinter dem Pockholz befindliche Keile, deren Seitenflächen an den Kammerwänden und deren äußere Flächen an dem Hohlcylinder anliegen, werden die Klötze in ihrer Lage zur Welle fixirt. Um die Keile leicht bewegen zu können, gehen dieselben an ihren oberen Enden in Stangen über, die über dem Wasser nach Bedürfniß angezogen werden können. Mit dem unteren Flansch des Hohlcylinders ist eine Scheibe verschraubt, auf welcher der gußeiserne Lagerkörper ruht, und in beiden befindet sich noch, entsprechend eingedreht, ein metallener Führungsring. In der Richtung

Digitized by Google

nach oben wird das Lager durch einen Einsatz, mit Lücken für die Keilstangen versehen, festgehalten. Ein auf den Hohlcylinder aufgesetztes, bis über das Wasser ragendes Blechrohr schützt das Lager von mit dem Wasser mitgeführten Unreinigkeiten.

Das Druckrad besteht aus einem 4armigen Kreuze mit der Nabe, einem gußeisernen Kranze mit den eingenieteten Blechschaufeln und einem äußeren Blechmantel.

Der gußeiserne Kranz sitzt mit entsprechenden Lappen auf dem Kreuze und nimmt dasselbe durch in dem Kreuz vernietete Stifte mit, welche zur einen Hälfte von den Lappen umschlossen werden, zur andern Hälfte im Arme liegen.

Die Anzahl der Druckschaufeln ist 32; jede Schaufel ist $^1/_4$ Zoll stark und durch 3 vernietete Zapfen an den gußeisernen Kranz befestigt. Nach Redtenbacher würden die Schaufeln 0,025 des Radius, also $^3/_4$ Zoll und von Gußeisen zu machen sein; die Stärke von $^1/_4$ Zoll, welche 0,008333 R entspricht, ist jedoch hier vollkommen genügend, da den Schaufeln durch die angenieteten Rückschaufeln eine bedeutende Stabilität gegeben ist. Die Oberflächen der Schaufeln des Druckrades sowohl, als auch die des Leitrades, sind abgeschliffen worden, um den Druckhöhen-Verlust durch Reibung des Wassers an den Schaufeln möglichst herabzuziehen.

Der äußere Blechmantel besteht aus 2 Theilen, welche an ihren Schnittstellen mittelst zweier Klammern zusammengehalten und durch zwei angenietete Nasen, welche sich in entsprechende Löcher an 2 Schaufeln einsetzen, getragen werden. Werden die Klammern gelöst, so lassen sich die beiden Ringhälften abheben und alsdann die Schaufeln auf die leichteste Weise reinigen. Die Nabe des Druckrades sitzt auf einem in die Welle eingelassenen, schmiedeisernen Ringe und nimmt die letztere durch eine starke Feder mit.

An den Tragkranz ist ein Blechcylinder von 8 Fuß Durchmesser geschraubt, durch welchen der Turbine das Oberwasser zugeführt wird; derselbe liegt mit seinem oberen, durch einen aufgenieteten Ring verstärkten Ende in einem, in die Verdielung des Obergerinnes eingelassenen, Ringe aus Winkeleisen an. Dieser Anschluß erleichtert die Montirung und gestattet dem Obergerinne eine kleine Senkung, ohne die Turbine zu beeinflussen.

Die hier gewählte, von Fontaine zuerst angegebene Anordnung einer hängenden Welle, eine gegen die frühere Einrichtung mit stehendem Zapfen allerdings complicirtere und somit theuerere Construction, steht jedoch der gewöhnlichen Einrichtung in der Sicherheit und Bequemlich-

Digitized by Google

keit des Betriebes durch den wesentlichen Vorzug sehr voran, daß der der Abnutzung und Veränderung am meisten ausgesetzte Theil, der Spurzapfen, ohne Schwierigkeit zugängig ist, und die Schmierung desselben auf die leichteste und sicherste Art bewirkt werden kann.

Die Turbinenwelle ist ein gußeisernes Rohr; auf dasselbe ist ein cylindrischer Körper mit 2 Durchbrechungen, eine sogenannte Laterne, aufgeschoben und durch 4 Schrauben, deren Köpfe in eingefrästen Löchern der Welle liegen, und deren Muttern sich auf der Laterne befinden, mit der Welle fest verbunden. In die Welle ist eine schmiedeiserne Mutter eingelegt, welche mit 2 in die seitlichen Durchbrechungen der Laterne passenden Lappen versehen ist und durch die letzteren von der Laterne mitgenommen wird. Die Mutter enthält eine schmiedeiserne Schraube, welche nach unten in den stehenden Zapfen endigt, nach oben in eine glatte Spindel mit sechseckigem Ansatz ausläuft.

In das Kopfende der gußeisernen Welle ist eine Metallbüchse eingeschoben, welche den Zapfen umschließt. Die Spurplatte sowohl, als auch der Zapfen sind von Stahl, mittelst Ansätzen resp. in die Schraubenspindel und die schmiedeiserne Säule eingelassen und mit denselben durch Längskeile an den Ansätzen verbunden. Zwischen die Spurplatte und den Zapfen ist eine Platte von Hartmetall, welche sich frei und unabhängig von den stählernen Spurplatten bewegen kann, eingelegt. Auf dem oberen Ende der Schraubenspindel befindet sich ein Oelkelch mit Röhrchen und Docht, dessen Oel der Spur durch die Bohrung in der Spindel zugeführt wird. Damit sich die Schraube in ihrer Mutter bei der Umdrehung der Turbinenwelle nicht drehe, wird die erstere in ihrem oberen glatten Theile durch eine Pressionsschraube festgehalten; diese letztere liegt in einem Ringe, welcher auf das obere Ende der Laterne aufgeschoben ist.

Bei dieser Zapfenanordnung ist die Möglichkeit gegeben, durch Drehen der Schraube das Druckrad etwas heben oder niederlassen, somit die Spalte zwischen Leitrad und Druckrad nach Erforderniß stellen zu können, was namentlich bei Abnutzung der Spurflächen wichtig ist, da infolge einer zu großen Spalte der gute Uebertritt des Wassers aus den Leitschaufeln in die Druckschaufeln gefährdet und bei einem etwaigen Ueberdruck des Wassers an der Spalte ein größerer Wasserverlust durch dieselbe, also eine Verminderung des Wirkungsgrades der Turbine veranlaßt wird. Auch das Auswechseln irgend eines Theiles des Zapfens kann bei dieser Construction ohne alle Schwierigkeiten geschehen, da man durch Drehen der Schraube die Welle bis zum Aufsitzen auf die unter ihr stehende gußeiserne Säule niederlassen und nach dem Aufwärtsdrehen der Schraube den betreffenden Theil herausnehmen kann.

Digitized by Google

Die Turbinenwelle wird in ihrem oberen Theile noch durch ein Halslager geführt, dessen gußeiserner Körper auf einem doppelt gerippten Träger sitzt, welcher seinerseits wieder auf mit der Wand durch Bolzen verankerten Consolen ruht.

Die Abschützung der Leitschaufeln geschieht, ähnlich einer von Henschel zuerst ausgeführten Construction, durch zwei, diametral einander gegenüber liegende, conische Rollen, welche außer der Bewegung um ihre geometrische Axe eine im Kreis um die Turbinenaxe auf dem Leitrad fortschreitende Bewegung besitzen, so daß jede Rolle einen auf sie aufgewickelten Guttapercha-Streifen auf eine halbe Ringfläche des Leitrades abrollen kann. Durch die Axe jedes Kegels geht ein Bolzen, an dessen Enden die Arme einer Gabel eingreifen; diese Gabel sitzt mit ihrem einfachen Ende ein einer Hülse fest, welche auf einer horizontalen Axe drehbar ist. Der früher beschriebene Mitteltheil des Kreuzes auf dem Leitrade dient als Axe für ein Zahnrad, welches sich um dieselbe dreht. Die Nabe des Rades ist mit einer Metallpfanne versehen, welche auf einem über den Hohlcylinder geschobenen losen Ring ihre Unterlage findet. Das Rad selbst besteht aus zwei mit einander verschraubten Hälften, von denen die eine verzahnt, die andere ohne Zähne ist, aber zwei Ohren besitzt, welche die horizontale Axe, an deren Enden sich die Gabeln mit den Rollen befinden, trägt. In die Verzahnung des Kranzes greift ein an einer verticalen Wellen sitzendes Getriebe. Der Zapfen dieser Welle steht in einem mit Pockholz ausgekleideten Lager, welches mit einem Arme des in den innern Leitschaufelkranz eingelegten Kreuzes verschraubt ist. Durch Umdrehen der verticalen Welle wird der Zahnkranz bewegt und hiermit die horizontale Axe mit den Rollen verschoben, in Folge dessen sich die Rollen drehen, und die auf sie aufgewickelten Guttapercha-Streifen abgewickelt werden. Da sich mit dem durch die Abwicklung veränderten Durchmesser der Rollen deren Höhe über dem Leitschaufelkranz etwas ändert, so kann sich bei der hier getroffenen Anordnung die Gabel mit der Hülse um die Axe der letzteren etwas drehen und heben. Die Rollen sind hohl und durch Ausfüllung derartig schwer gemacht, daß die durch ihr Gewicht auf den Streifen hervorgebrachte Reibung groß genug ist, um die Steifigkeit der Streifen zu überwinden und kein Gleiten zu gestatten. Ein jeder der Guttapercha-Streifen ist mit dem einen Ende an einer Leitschaufel, mit dem anderen an der Rolle befestigt und, um ihm Widerstandsfähigkeit gegen den Druck des Wassers zu verleihen, mit schmiedeeisernen Schienen versehen, welche an der äußeren Peripherie des $\frac{1}{4}$ Zoll starken Streifens $\frac{1}{8}$ Zoll dick, $\frac{7}{8}$ Zoll breit und $\frac{1}{8}$ Zoll von einander entfernt und durch 4 Kupfernieten mit dem

Digitized by Google

Streifen verbunden sind. Die Schienen verjüngen sich nach innen derart, daß die Spitzen der Ergänzungskegel bei jedem Durchmesser der Rollen in der Turbinenaxe, um welche ihre Bewegung erfolgt, liegen. Auf diese Weise dient das Guttapercha nur als Charniere für die Eisenschienen und als Abdichtung. Die verticale Abschützwelle wird an ihrem oberen Ende durch ein auf den vorderen Träger geschraubtes Halslager geführt. Ein Winkelrad-Vorgelege bringt die verticale Welle mit einer horizontalen und ein zweites Winkelrad-Vorgelege die letztere mit einer wiederum verticalen Welle, deren Spurlager sich auf dem vorderen Träger befindet und die sich bis in den Raum der Mahlgänge fortsetzt und daselbst durch ein Griffrad bewegt werden kann, in Verbindung. Ein ferner noch an dieser Stellvorrichtung befindliches Zählwerk giebt die Anzahl der geöffneten Zellen an.

Es hat sich sowohl bei den Versuchen, als auch im Laufe der Zeit keinerlei Unregelmäßigkeit oder Nachtheil dieser Schützenvorrichtung herausgestellt. Ein solcher Kreisschützen besitzt aber gegen die am häufigsten angewandte Art der Abdeckung mittelst Klappen die Vorzüge, daß man den Wasserzufluß in sehr engen Grenzen reguliren kann, ferner daß derselbe in der Handhabung sehr bequem,leicht einfach und ist und daß, den mit der Hand zu bewegenden Klappen gegenüber, die Gefahr eines einseitigen Druckes der Turbinenwelle auf das Halslager, welches bei nachlässigem Ziehen der Klappen eintreten kann, vermieden ist.

Die Transmittirung der Bewegung von der Turbinenwelle auf die Königswelle geschieht durch ein Stirnräder-Vorgelege mit eisernen Kämmen. Das Stirnrad auf der Turbinenwelle ruht, gleich dem Druckrade, auf einem, aus zwei Theilen bestehenden, in die Welle eingedrehten Ringe auf und ist durch eine starke Feder mit der Welle verbunden. Der Spurtopf der Königswelle steht auf einem, dem des Turbinen-Halslagers im Allgemeinen gleichen, gußeisernen Träger, welcher auf Consolen liegt, die mit denen des vorderen Trägers aus dem Ganzen und mit den Gewölbe-Mauern verankert sind. Beide Träger sind durch vier Querbalken mit einander verbunden.

Die Hauptdimensionen der Turbine sind folgende:

Der äußere Durchmesser des Druckrades an der Eintrittseite und des Leitrades	5	Fuß	7½	Zoll = D_1,
der innere Durchmesser	4	„	4½	„ = D_2,
der mittlere Durchmesser	5	„	—	„ = D,
der äußere Durchmesser des Druckrades an der Austrittseite	6	„	3	„
der innere Durchmesser	3	„	9	„

Digitized by Google

das Verhältniß des inneren zum äußeren Durchmesser des Druckrades an der Eintrittseite . . . . . 0,7777 = 7/9
an der Austrittseite . . . . . 0,6 = 3/5,
die Höhe des Druckrades . . . . . 1 Fuß.

Die Winkel auf dem Mantel des mittleren Cylinders von 5 Fuß Durchmesser sind, nach einer an der ausgeführten Turbine vorgenommenen Messung, folgende:

Der Austrittswinkel aus den Leitschaufeln $\alpha = 22^0\ 30'$
Der Eintrittswinkel in die Druckschaufeln, genommen in der Bewegungsrichtung des Rades . . . . . $\beta = 45^0$,
der Austrittswinkel aus den Druckschaufeln
an der convaven Curve . . . . . $\delta = 26^0\ 20'$
an der convexen Curve . . . . . $\delta = 23^0$.

Der Winkel β ist an der inneren Peripherie des Druckradkranzes ein kleinerer, an der äußeren Peripherie ein größerer als auf der mittleren Cylinderfläche, indem berücksichtigt worden ist, daß die Peripheriegeschwindigkeit in der Radweite eine veränderliche, die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitzellen eine constante und somit die relative Eintrittsgeschwindigkeit ihrer Richtung und Größe nach variabel ist.

Fig. 2 Taf. 96 enthält eine Darstellung der Schaufelung der Turbinen, wie sie sich ergibt, wenn die auf dem Mantel des mittleren Cylinders befindlichen Schaufelquerschnitte in eine Ebene gelegt werden; die Leitcurven sind nur in ihren unteren Theilen angegeben. Die normalen Querschnitte der Laufradzellen sind an allen Punkten gleich groß, sowie auch die relativen Geschwindigkeiten, wenn das Rad unter Wasser geht. In eine der Zellen ist der mittlere relative Weg des Wassers eingezeichnet und aus diesem unter der Annahme, daß die relative Geschwindigkeit gleich der Peripheriegeschwindigkeit ist, der absolute Weg des Wassers construirt worden und ebenso für sämmtliche zwischen zwei Radcurven auf dem mittleren Cylindermantel befindlichen Wassertheile. Die Fläche der absoluten Wasserwege einer Zelle hat bei dieser Schaufelung eine vom Eintritt bis zum Austritt stetig zunehmende Breite.

Die normale Geschwindigkeit der Turbine war für den Betrieb der Mahlmühle zu 30 bis 36 Umdrehungen pro Minute festgestellt, also im Mittel zu 33 Umdrehungen.

Digitized by Google

Tabelle A.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	Arbeitsgefälle H Fuß	Tauchung des Turbinenrades Fuß	Laufzeit des Schwimmers Sec.	Mittlerer Wasserstand im Zuflussgerinne Fuß	Wassermenge Q pro 1 Secunde Cbkfß.	Anzahl der Umgänge des Turbinenrades pro 1 Secunde	Belastung des Bremses Pfd. Cöln.	Theoretischer Effect in Fußpfunden pro 1 Secunde	Nutzeffect am Bremsgemessen in Fußpfunden pro 1 Secunde	Wirkungsgrad
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.
1.	1	3	4,2292	1,9792	—	—	—	15,5	0	0	0	0
	2	6	4,4063	1,6970	—	—	—	30	0	0	0	0
	3	8	4,3333	1,8333	—	—	—	36	0	0	0	0
	4	12	4,2292	2	—	—	—	42	0	0	0	0
	5	16	3,8333	2,0417	—	—	—	44	0	0	0	0
	6	16	4	2,1666	50	3,0104	18,790	32,5	42	4960,6	2858,9	0,5763
	7	16	3,9583	2,1666	49,5	3	18,914	32	42	4941,3	2814,8	0,5697
	8	20	3,75	2,0833	—	—	—	47	0	0	0	0
	9	22	3,9375	2,1666	32,5	2,9479	28,308	32	70	7356,4	4691,4	0,6377
	10	22	4	2,1666	34	3,0208	27,728	31,5	70	7320,2	4618,2	0,6309
	11	22	4,2083	1,9166	31	3	30,201	31	80	8388,3	5194,2	0,6192
	12	22	3,6666	2,3333	27	3	34,676	0	157,5	8391,5	0	0
	13	24	3,8125	2,1875	—	—	—	51	0	0	0	0
	14	24	3,6666	2,4166	37,333	2,9583	24,730	50,5	0	5984,5	0	0
	15	24	3,6042	2,4166	29	2,9323	31,580	27,417	80	7511,9	4593,6	0,6115
	16	26	3,8333	2,1805	27,666	3	33,841	32	74	8561,8	4959,6	0,5793
	17	26	3,5104	2,5	27,5	2,9063	32,981	28,75	80	7641,3	4817,1	0,6304
	18	26	3,625	2,4583	36	2,9583	25,646	52	0	6135,7	0	0
	19	28	3,8125	2,3333	—	—	—	54,5	0	0	0	0
	20	28	4	2,0833	25,5	3	36,716	32,25	95	9693	6416,7	0,6620
	21	28	3,9792	2,1042	25,5	3	36,716	30,5	100	9642,6	6387,9	0,6625
	22	32	3,6666	2,3333	—	—	—	55	0	0	0	0
	23	32	3,6355	2,3333	22	2,9583	41,966	34,25	90	10069	6456	0,6412
	24	32	3,9583	2	20	2,9583	46,162	33,5	110	12060	7717,9	0,6400
	25	32	3,9583	2	20	2,9583	46,162	32	120	12060	8042,5	0,6669
2.	26	4	4,9583	1,0417	—	—	—	25	0	0	0	0
	27	16	5,0208	1,1042	45,5	3	20,134	32,5	63	6672	4288,3	0,6427
	28	20	5,0833	0,9583	33	2,9583	27,977	34	82	9386,3	5839,2	0,6221
	29	20	5,1458	0,9583	35,5	3	26,373	33,75	85	8957	6008,3	0,6708
	30	26	4,9792	1,0833	26,5	2,9792	35,085	34	110	11530	7833,1	0,6794
	31	32	4,7917	1,0417	19	2,8333	46,539	37,5	130	14718	10210	0,6937
	32	32	4,9166	1,0417	19	2,9166	47,907	36	145	15546	10933	0,7033

Digitized by Google

Tabelle A.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	Arbeitsgefälle H Fuß	Tauchung des Turbinenrades Fuß	Laufzeit des Schwimmers Sec.	Mittlerer Wasserstand im Zuflussgerinne Fuß	Wassermenge Q pro 1 Secunde Cbkfß.	Anzahl der Umgänge des Turbinenrades pro 1 Secunde	Belastung des Bremses Pfd. Cöln.	Theoretischer Effect in Fußpfunden pro 1 Secunde	Nutzeffect am Brems gemessen in Fußpfunden pro 1 Secunde	Wirkungsgrad
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.
3.	33	2	6,1042	— 0,1666	—	2,9166	—	20,75	0	0	0	0
	34	3	6	— 0,1666	—	2,8333	—	49,5	0	0	0	0
	35	4	6,2292	— 0,1666	—	3,0417	—	50,5	0	0	0	0
	36	4	6,2083	— 0,0833	190	3	4,928	31,5	17	2019,1	1121,6	0,5555
	37	4	6,0833	— 0,125	188	3	4,980	27	20	1999,5	1131	0,5656
	38	6	6,2083	— 0,0833	119	3	7,868	34,5	25	3223,8	1806,4	0,5604
	39	8	6,2083	— 0,0833	—	3	—	59	0	0	0	0
	40	8	6,1666	0	89	3	10,520	36,5	35	4281,5	2675,6	0,6249
	41	8	6,2083	0	92	3	10,177	32	40	4169,9	2680,8	0,6429
	42	12	6,2083	0	—	3	—	61	0	0	0	0
	43	12	6,0971	0,0833	55	3	17,023	34,5	60	6850,1	4335,5	0,6329
	44	12	6	0	47	2,875	19,091	0	126	7559,7	0	0
	45	14	5,875	0,1666	46	3	20,354	49,25	36	7892	3713,4	0,4705
	46	14	5,9375	0,2086	45,5	2,99	20,508	35,25	72	8036,7	5315,6	0,6614
	47	14	5,9375	0,2086	45	3	20,806	33,75	75	8153,2	5301,5	0,6502
	48	14	5,9583	0,2086	43,66	3	21,441	32,166	75	8431,7	5052,6	0,5992
	49	14	5,9166	0,2086	42	3	22,292	30,166	80	8705	5054,4	0,5806
	50	16	6,1875	0	37,5	3	24,967	64	0	10196	0	0
	51	16	6	0,1666	39	3	24,007	34,25	86	9506,6	6169	0,6489
	52	16	6	0,0833	34	3	27,537	0	165	10905	0	0
	53	20	6,125	0,0833	—	3,0625	—	66	0	0	0	0
	54	20	5,8333	0,25	31,5	3	29,723	33,5	110	11443	7717,9	0,6745
	55	24	6	0,0833	—	2,9583	—	67	0	0	0	0
	56	24	5,8333	0,25	29,5	2,9375	31,076	34,5	105	11964	7587	0,6341
	57	28	5,7917	0,2817	24	3	39,011	49	86	14912	8825,8	0,5919
	58	28	5,6666	0,375	19	2,9166	47,907	33	165	17917	11404	0,6365
	59	32	5,875	0,2083	20	2,9583	46,162	69,5	0	17899	0	0
	60	32	5,5417	0,4583	16	2,9166	56,889	33,5	190	20807	13331	0,6407

Digitized by Google

Tabelle B.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	Arbeitsgefälle H Fuß	Tauchung des Turbinenrades Fuß	Laufzeit des Schwimmers Sec.	Mittl. Wasserstand im Zuflußgerinne Fuß	Wassermenge Q pro 1 Secunde Cbfß.	Anzahl der Umgänge des Turbinenrades pro 1 Minute	Belastung des Bremses Pfd. Cöln.	Theoretischer Effect in Fußpfunden pro 1 Secunde
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
4a.	61	4	6,4583	— 0,0416	220	3,3333	4,728	49,5	10	2015,5
	62	4	6,4583	0	200	3,3335	5,201	32	20	2217,1
	63	**4**	**6,4583**	**0**	**197**	**3,3333**	**5,281**	**29**	**24**	**2250,8**
	64	**4**	**6,4583**	**0**	**192**	**3,3333**	**5,418**	**27**	**26**	**2309,5**
	65	4	6,5	— 0,125	191	3,375	5,515	0	—	2365,7
4b.	66	8	6,4791	0,0208	105	3,375	10,031	61	8	4289,6
	67	8	6,4375	0,0833	98	3,3958	10,814	54,5	20	4594,6
	68	8	6,3958	0,0833	96	3,3541	10,904	49	25	4602,7
	69	8	6,3958	0,0833	89	3,3541	11,761	45	30	4964,7
	70	8	6,3958	0,0833	84	3,3541	12,462	40	38	5260,2
	71	**8**	**6,3958**	**0,1042**	**87**	**3,375**	**12,107**	**32,5**	**48**	**5110,5**
	72	**8**	**6,3958**	**0,1042**	**88**	**3,375**	**11,969**	**27,5**	**58**	**5052,5**
	73	8	6,5	0	91	3,375	11,575	0	—	4965,5
4c.	74	12	6,3958	0,1042	68	3,375	15,489	62,5	10	6538,5
	75	12	6,3333	0,1666	69	3,375	15,265	52,5	30	6380,8
	76	12	6,2916	0,2086	60	3,375	17,555	45,5	45	7289,5
	77	12	6,2916	0,2086	60	3,375	17,555	41	58	7289,6
	78	12	6,2916	0,2086	59	3,375	17,852	40,5	60	7413,1
	79	12	6,2916	0,2086	58	3,375	18,16	37,5	66	7540,9
	80	**12**	**6,2916**	**0,2086**	**58**	**3,375**	**18,16**	**36,5**	**70**	**7540,9**
	81	12	6,2708	0,2086	56	3,3541	18,693	34	74	7736,2
	82	**12**	**6,2916**	**0,2086**	**57**	**3,375**	**18,479**	**31**	**80**	**7673,2**
	83	12	6,2916	0,2086	54	3,375	19,505	27	90	8099,5
	84	12	6,2916	0,2086	58	3,375	18,160	25	95	7540,9
	85	12	6,375	0,0833	54	3,3333	19,265	0	—	8105,5
4d.	86	16	6,375	0,125	49	3,375	21,496	65,5	10	9044,3
	87	16	6,375	0,125	49	3,375	21,496	59,5	25	9044,3
	88	16	6,375	0,125	49	3,375	21,496	56,5	35	9044,3
	89	16	6,3125	0,1666	44	3,3541	23,79	52	45	9911,5
	90	16	6,3333	0,1666	45	3,3958	23,551	48,5	55	9844,1
	91	16	6,2083	0,25	44	3,3541	23,79	45	65	9748
	92	16	6,2916	0,2086	44,5	3,4166	23,961	42	75	9949,8
	93	16	6,25	6,2086	43	3,375	24,495	37,5	85	10104
	94	**16**	**6,25**	**0,2086**	**42**	**3,3333**	**24,768**	**35**	**95**	**10217**

Digitized by Google

Tabelle B.

Nutzeffect am Brems gemessen in Fußpfunden pro 1 Secunde	Wirkungsgrad	Nutzeffect am Brems gemessen + Effect der Zapfenreibung Fußpfund pro 1 Sec.	Hydraulischer Wirkungsgrad	v Theoretische Geschwindigkeit des Wassers beim Ausfluß aus den Leitschaufeln Fuß pr. 1 Sec.	c Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitschaufeln Fuß pro 1 Sec.	v Peripheriegeschwindigkeit des Turbinenrades Fuß pro 1 Sec.	Verhältniß $\frac{c}{V}$	Verhältniß $\frac{v}{V}$	Druck an der Spalte Fuß über die Atmosphäre
12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.
1036,7	0,5144	1276,8	0,6335	18,328	13,144	12,959	0,7171	0,7070	2,694
1340,4	0,6046	1495,6	0,6746	18,328	14,458	8,378	0,7888	0,4571	2,114
1457,7	**0,6476**	**1598,3**	**0,7101**	**18,328**	**14,679**	**7,592**	**0,8009**	**0,4142**	**2,111**
1470,3	**0,6366**	**1601,2**	**0,6933**	**18,328**	**15,061**	**7,069**	**0,8217**	**0,3857**	**1,829**
0	0	0	0	18,4	14,436	0	0,7846	0	2,166
1022,1	0,2383	1317,9	0,3072	18,4	13,942	15,97	0,7578	0,8679	2,390
2282,9	0,4969	2547,2	0,5544	18,435	15,030	14,268	0,8153	0,774	1,906
2565,6	0,5574	2803,2	0,609	18,364	15,155	12,828	0,8252	0,6986	1,805
2827,4	0,5695	3045,6	0,6135	18,364	16,347	11,781	0,8902	0,6415	1,204
3183,5	0,6052	3377,5	0,6421	18,364	17,320	10,472	0,9431	0,5703	0,680
3267,3	**0,6393**	**3424,9**	**0,6702**	**18,4**	**16,826**	**8,509**	**0,9145**	**0,4624**	**0,970**
3340,6	**0,6612**	**3474**	**0,6876**	**18,4**	**16,636**	**7,199**	**0,9041**	**0,3913**	**1,072**
0	0	0	0	18,4	15,148	0	0,8233	0	1,829
1309	0,2002	1612,1	0,2466	18,4	14,352	16,362	0,7800	0,8893	1,204
3298,7	0,517	3553,3	0,5567	18,4	14,144	13,745	0,7687	0,747	2,299
4288,3	0,5883	4509	0,6186	18,4	16,265	11,912	0,8840	0,6474	1,267
4980,5	0,6832	5179,3	0,7105	18,4	16,265	10,734	0,8840	0,5834	1,267
5089,4	0,6865	5285,8	0,713	18,4	16,542	10,603	0,8990	0,5763	1,122
5183,6	0,6874	5365,5	0,7115	18,4	16,827	9,817	0,9145	0,5336	0,970
5351,2	**0,7096**	**5528,2**	**0,7331**	**18,4**	**16,827**	**9,556**	**0,9145**	**0,5194**	**0,970**
5269,5	0,6812	5434,4	0,7025	18,364	17,320	8,901	0,9431	0,4847	0,680
5194,1	**0,6769**	**5344,4**	**0,6965**	**18,4**	**17,122**	**8,116**	**0,9306**	**0,4411**	**0,809**
5089,4	0,6284	5220,3	0,6445	18,4	18,073	7,069	0,9823	0,3842	0,274
4974,2	0,6596	5095,4	0,6757	18,4	16,827	6,545	0,9145	0,3557	0,970
0	0	0	0	18,328	16,809	0	0,9171	0	0,938
1371,8	0,1517	1689,5	0,1868	18,4	14,938	17,148	0,8119	0,932	1,930
3115,4	0,3445	3404	0,3764	18,4	14,938	15,577	0,8119	0,8466	1,930
4141,7	0,4579	4415,7	0,4882	18,4	14,938	14,792	0,8119	0,8039	1,930
4900,9	0,4945	5153,1	0,5199	18,364	16,533	13,614	0,9003	0,7413	1,106
5586,8	0,5675	5822	0,5914	18,4	16,366	12,697	0,8895	0,6901	1,214
6126,1	0,6285	6344,8	0,6508	18,328	16,533	11,781	0,9020	0,6428	1,085
6597,4	0,6631	6801,1	0,6835	18,4	16,651	10,995	0,9050	0,5976	1,064
6675,9	0,6607	6857,8	0,6787	18,328	17,922	9,817	0,9287	0,5356	0,822
6963,9	**0,6816**	**7133,6**	**0,6982**	**18,328**	**17,212**	**9,163**	**0,9391**	**0,4999**	**0,718**

Digitized by Google

Tabelle B.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	Arbeitsgefälle H Fuß	Tauchung des Turbinenrades Fuß	Laufzeit des Schwimmers Sec.	Mittl. Wasserstand im Zuflußgerinne Fuß	Wassermenge Q pro 1 Secunde Cbkfß.	Anzahl der Umgänge des Turbinenrades pro 1 Minute	Belastung des Bremses Pfd. Cöln.	Theoretischer Effect in Fußpfunden pro 1 Secunde
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
4d.	**95**	**16**	**6,1875**	**0,2817**	**41**	**3,3541**	**25,531**	**30,5**	**110**	**10426**
	96	16	6,1875	0,2817	40	3,3541	26,169	27,25	120	10687
	97	16	6,1666	0,2817	40	3,3333	26,007	23,5	130	10585
	98	16	6,1666	0,2817	36	3,3333	28,897	22,5	135	11761
	99	16	6,1666	0,2817	39	3,3333	26,674	0	—	10856
4e.	100	24	6,2916	0,1666	34	3,3333	30,596	69,5	11	12705
	101	24	6,25	0,1666	32,5	3,3541	32,208	66,5	20	13286
	102	24	6,2083	0,25	32	3,3333	32,508	62	40	13321
	103	24	6,1666	0,2817	29	3,3333	35,871	55,5	60	14599
	104	24	6,0833	0,375	29	3,3333	35,871	50,5	80	14403
	105	24	6,0625	0,3958	29	3,3333	35,871	47,5	90	14353
	106	24	6,0833	0,3333	28	3,3229	37,037	42,5	110	14870
	107	**24**	**6,0416**	**0,3333**	**27**	**3,3333**	**38,529**	**37,5**	**130**	**15363**
	108	24	6,0833	0,3333	27	3,3333	38,529	35	140	15469
	109	**24**	**6**	**0,375**	**26**	**3,3333**	**40,011**	**31,5**	**160**	**15844**
	110	24	6	0,375	26	3,3333	40,011	27	180	15844
	111	24	6,0208	0,3958	25	3,3333	41,611	24	200	16535
	112	24	6,0833	0,3333	23	3,3333	45,229	0	—	18160
	113	24	6	0,4166	—	—	—	0	275	—
4f.	114	32	6,0833	0,2817	21	3,3125	49,227	72,5	8	19765
	115	32	6,0416	0,2817	21	3,2916	48,918	72	11	19506
	116	32	6,0208	0,3125	22	3,2916	46,693	70	20	18555
	117	32	5,9166	0,3333	21	3,25	48,299	63,5	50	18861
	118	32	5,875	0,375	21	3,2916	48,918	60	70	18968
	119	32	5,8125	0,4375	20	3,25	50,714	53	100	19455
	120	32	5,7916	0,4583	20	3,2916	51,363	49,5	120	19633
	121	32	5,75	0,5	19	3,2916	54,066	45,25	140	20518
	122	32	5,7291	0,5208	18,5	3,2708	55,177	42	160	20864
	123	**32**	**5,7291**	**0,5208**	**18**	**3,2916**	**57,070**	**39**	**180**	**21579**
	124	**32**	**5,7291**	**0,5208**	**18**	**3,2708**	**56,709**	**34,5**	**200**	**21443**
	125	32	5,7291	0,5208	17,5	3,2291	57,586	32,5	210	21774
	126	32	5,7291	0,5208	17,5	3,2916	58,701	31	220	22196
	127	32	5,75	0,5	18	3,3125	57,432	28	240	21796
	128	32	5,75	0,5	18	3,2708	56,709	25	260	21521
	129	32	5,75	0,5	17,5	3,2291	57,586	22	280	21774
	130	32	5,75	0,5	17,5	3,2916	58,701	0	387	22196

Digitized by Google

Tabelle B.

Nutzeffect am Brems gemessen in Fußpfunden pro 1 Secunde	Wirkungsgrad	Nutzeffect am Brems gemessen + Effect der Zapfenreibung Fußpfund pro 1 Sec.	Hydraulischer Wirkungsgrad	v Theoretische Geschwindigkeit des Wassers beim Ausfluß aus den Leitschaufeln Fuß pr. 1 Sec.	c Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitschaufeln Fuß pro 1 Sec.	v Peripheriegeschwindigkeit des Turbinenrades Fuß pro 1 Sec.	Verhältniß $\frac{c}{V}$	Verhältniß $\frac{v}{V}$	Druck an der Spalte Fuß über die Atmosphäre
12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.
7026,7	**0,6739**	**7174,6**	**0,6881**	**18,364**	**17,742**	**7,985**	**0,9661**	**0,4348**	**0,443**
6848,7	0,6409	6980,9	0,6532	18,364	18,185	7,134	0,9903	0,3885	0,188
6398,4	0,6045	6512,4	0,6158	18,328	18,073	6,152	0,9861	0,3357	0,232
6361,7	0,5409	6470,8	0,5502	18,328	20,081	5,891	1,0956	0,3214	— 0,994
0	0	0	0	18,186	17,456	0	0,9598	0	0,5
1601,2	0,1260	1938,3	0,1526	18,328	14,175	18,195	0,7784	0,9927	2,243
2785,6	0,2097	3108,1	0,2339	18,257	14,922	17,41	0,8173	0,9536	1,854
5194,1	0,3899	5494,8	0,4125	18,328	15,061	16,232	0,8217	0,8856	1,829
6974,4	0,4777	7243,6	0,4962	18,328	16,619	14,53	0,9067	0,7927	1,039
8461,4	0,5875	8706,3	0,6045	18,328	16,619	13,221	0,9067	0,7213	1,039
8953,5	0,6238	9183,9	0,6399	18,328	16,619	12,436	0,9067	0,6785	1,039
9791,3	0,6585	9997,4	0,6723	18,257	17,158	11,127	0,9398	0,6094	0,706
10210	**0,6646**	**10391,9**	**0,6764**	**18,186**	**17,850**	**9,817**	**0,9815**	**0,5398**	**0,277**
10263	0,6634	10432,7	0,6744	18,257	17,850	9,163	0,9777	0,5019	0,319
10556	**0,6662**	**10708,8**	**0,6759**	**18,186**	**18,536**	**8,247**	**1,0192**	**0,4585**	**— 0,122**
10179	0,6424	10310	0,6507	18,186	18,356	7,069	1,0192	0,3887	— 0,122
10053	0,608	10169,4	0,615	18,257	19,278	6,283	1,0559	0,3442	— 0,529
0	0	0	0	18,257	18,339	0	1,0044	0	0,035
0	0	0	0	—	—	0	—	0	—
1214,8	0,0615	1566,4	0,0703	18,186	17,105	18,98	0,9406	1,0437	0,694
1658,8	0,085	2008	0,1029	18,114	16,997	18,850	0,9383	1,0406	0,711
2932,2	0,158	3271,7	0,1763	18,114	16,224	18,326	0,8957	1,0117	1,122
6649,7	0,3526	6957,7	0,3689	17,97	16,782	16,624	0,9339	0,9251	0,744
8796,5	0,4638	9087,5	0,4791	17,97	16,997	15,708	0,9459	0,8741	0,628
11101	0,5706	11358	0,5838	17,97	17,621	13,875	0,9806	0,7722	0,282
12441	0,6337	12681	0,6459	17,97	17,843	12,959	0,9932	0,7212	0,154
13268	0,6467	13487,4	0,6573	17,97	18,786	11,846	1,0454	0,6592	— 0,397
14074	0,6746	14277,7	0,6844	17,97	19,176	10,995	1,0672	0,6119	— 0,634
14703	**0,6813**	**14892,1**	**0,6901**	**17,97**	**19,830**	**10,21**	**1,1035**	**0,5682**	**— 1,041**
14451	**0,6739**	**14618,3**	**0,6817**	**17,97**	**19,705**	**9,032**	**1,0966**	**0,5026**	**— 0,962**
14294	0,6565	14451,6	0,6637	17,97	20,009	8,509	1,1135	0,4735	— 1,156
14284	0,6435	14434,3	0,6508	17,97	20,396	8,116	1,1350	0,4516	— 1,406
14075	0,6458	14210,8	0,652	17,97	19,956	7,33	1,1105	0,4079	— 1,122
13614	0,6326	13735,2	0,6382	17,97	19,705	6,545	1,0966	0,3642	— 0,962
12902	0,5925	13008,7	0,5974	17,97	20,009	5,76	1,1135	0,3205	— 1,156
0	0	0	0	17,97	19,206	0	1,0688	0	— 0,652

Digitized by Google

Tabelle B.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	Arbeitsgefälle H Fuß	Tauchung des Turbinenrades Fuß	Laufzeit des Schwimmers Sec.	Mittl. Wasserstand im Zuflußcanine Cbfß.	Wassermenge Q pro 1 Secunde Fuß	Anzahl der Umgänge des Turbinenrades pro 1 Minute	Belastung des Bremses Pfd. Cöln.	Theoretischer Effect in Fußpfunden pro 1 Secunde
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
5a.	131	16	5,0833	1,4166	64	3,375	16,458	48,25	10	5521,5
	132	16	5,0521	1,4166	63	3,3438	16,564	44,75	20	5523,1
	133	16	4,9583	1,5416	55	3,375	19,151	37,5	40	6217
	134	16	4,9687	1,5416	54	3,3854	16,565	31	60	6416,1
	135	**16**	**4,9166**	**1,5416**	**50**	**3,3333**	**20,806**	**22,25**	**80**	**6751,4**
	136	**16**	**4,9583**	**1,5416**	**52**	**3,375**	**20,255**	**25,5**	**90**	**6628,5**
	137	16	4,9375	1,5416	45	3,3541	23,262	0	—	7580,5
	138	16	4,9166	1,5625	—	—	—	0	110	—
5b.	139	24	5,0208	1,4791	41,5	3,375	25,381	55,25	9	8410,4
	140	24	4,9687	1,5	41	3,3438	25,452	53	20	8346,7
	141	24	4,9583	1,5	41	3,3333	25,373	46,5	40	8303,1
	142	24	5	1,5	38	3,375	27,718	41	60	9147
	143	24	4,9166	1,5416	37	3,3333	28,115	36,25	80	9123,5
	144	**24**	**4,9583**	**1,5**	**35**	**3,3333**	**29,722**	**32**	**100**	**9726,5**
	145	**24**	**4,9583**	**1,5**	**35**	**3,3333**	**29,722**	**26,5**	**120**	**9726,5**
	146	24	4,9375	1,5208	31,5	3,3333	33,024	23,75	140	10762
	147	24	4,9583	1,5	28	3,3333	37,152	0	—	12158
	148	24	4,8958	1,5833	—	—	—	0	211	—
5c.	149	32	4,9375	1,5208	29	3,3333	35,871	60,5	9	11690
	150	32	4,9375	1,5208	29	3,3333	35,871	58,5	20	11690
	151	32	5,0625	1,4166	30	3,3541	34,893	53,5	40	11659
	152	32	5,0416	1,4166	29	3,3333	35,871	48,5	60	11936
	153	32	4,9792	1,4375	27	3,2916	38,047	44	80	12503
	154	32	5	1,4375	26,5	3,3125	39,011	41	100	12874
	155	32	5	1,4375	25	3,3333	41,611	36,25	120	13732
	156	**32**	**4,9792**	**1,4375**	**24**	**3,3125**	**43,074**	**33**	**140**	**14156**
	157	**32**	**4,9583**	**1,4583**	**24**	**3,3125**	**43,074**	**28,25**	**160**	**14096**
	158	32	5	1,4166	22	3,3125	46,990	26,125	180	15506
	159	32	5	1,4166	21	3,3125	49,227	23	200	16245
	160	32	5	1,4166	20,5	3,2916	50,11	0	240	16536

Digitized by Google

Tabelle B.

Nutzeffect am Brems gemessen in Fußpfunden pro 1 Secunde	Wirkungsgrad	Nutzeffect am Brems gemessen + Effect der Zapfenreibung Fußpfund pro 1 Sec.	Hydraulischer Wirkungsgrad	v Theoretische Geschwindigkeit des Wassers beim Ausfluß aus den Leitschaufeln Fuß pr. 1 Sec.	c Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitschaufeln Fuß pro 1 Sec.	v Peripheriegeschwindigkeit des Turbinenrades Fuß pro 1 Sec.	Verhältniß $\frac{c}{V}$	Verhältniß $\frac{v}{V}$	Druck an der Spalte Fuß über die Atmosphäre
12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.
1010,6	0,1830	1244,6	0,2254	17,825	11,437	12,632	0,6416	0,7087	2,991
1874,5	0,3394	3091,5	0,3597	17,769	11,511	11,716	0,6478	0,6593	2,932
3141,6	0,5013	3323,5	0,5303	17,604	13,308	9,818	0,7560	0,5577	2,125
3895,6	0,6072	4045,9	0,6306	17,622	13,597	8,116	0,7716	0,4605	2,011
4230,7	**0,6266**	**4353,2**	**0,6448**	**17,530**	**14,458**	**6,61**	**0,8248**	**0,3771**	**1,572**
4241,2	**0,6398**	**4350,3**	**0,6563**	**17,604**	**14,076**	**5,891**	**0,7996**	**0,3346**	**1,788**
0	0	0	0	17,567	15,223	0	0,8666	0	1,23
0	0	0	0	—	0	0	—	0	—
1041,4	0,1238	1309,3	0,1557	17,714	11,758	14,465	0,6638	0,8165	2,809
2220,1	0,266	2477,1	0,2968	17,622	11,792	13,875	0,6691	0,7874	2,744
3895,6	0,4692	4121,1	0,4963	17,604	11,754	12,174	0,6677	0,6915	2,747
5152,2	0,5633	5351	0,585	17,678	12,841	10,734	0,7264	0,6072	2,362
6073,7	0,6657	6249,5	0,685	17,530	13,025	9,49	0,7431	0,5414	2,202
6702,1	**0,6891**	**6857,3**	**0,705**	**17,604**	**13,770**	**8,378**	**0,7822**	**0,4759**	**1,924**
6660,2	**0,6847**	**6788,7**	**0,698**	**17,604**	**13,770**	**6,938**	**0,7822**	**0,3941**	**1,924**
6963,9	0,6471	7079,1	0,6578	17,567	15,300	6,218	0,8709	**0,3539**	1,162
0	0	0	0	17,604	16,208	0	0,9207	0	0,175
0	0	0	0	—	—	0	—	0	—
1117	0,0955	1410,4	0,1207	17,567	12,464	15,839	0,7095	0,9016	2,452
2450,4	0,2096	2734,1	0,2339	17,567	12,464	15,315	0,7095	0,8718	2,452
4482	0,3844	4741,5	0,4067	17,788	12,124	14,006	0,6816	0,7874	2,711
6094,7	0,5106	6329,9	0,5303	17,751	12,464	12,697	0,7021	0,7153	2,556
7372,3	0,5896	7585,7	0,6067	17,641	13,220	11,519	0,7494	0,653	2,183
8587,1	0,667	8785,9	0,6825	17,678	13,555	10,734	0,7668	0,6072	2,060
9110,6	0,6635	9286,4	0,6763	17,678	14,458	9,49	0,8179	0,5368	1,655
9676,2	**0,6836**	**9886,2**	**0,6949**	**17,641**	**14,967**	**8,639**	**0,8484**	**0,4897**	**1,395**
9466,7	**0,6716**	**9603,7**	**0,6813**	**17,604**	**14,967**	**7,896**	**0,8502**	**0,4201**	**1,374**
9848,9	0,6351	9975,6	0,6433	17,678	16,327	6,839	0,9236	0,3869	0,735
9436,6	0,5809	9548,1	0,5877	17,678	17,105	6,021	0,9676	0,3406	0,319
0	0	0	0	17,678	16,396	0	0,9275	0	0,699

Digitized by Google

1. Wasser- und Gefällemessung.

Für die Wassermessung wurde die Methode mittelst Schwimmer angewandt. Jedenfalls steht diese in ihrer Ausführung bequemste Methode bei gehöriger Sorgfalt den Messungen durch Ueberfälle oder durch Anwendung eines Woltmann'schen Flügels in Genauigkeit und Richtigkeit der erlangten Resultate nicht nach. Die Messungen durch einen Ueberfall können sehr leicht durch den bei der Berechnung der Wassermenge anzuwendenden Ausfluß-Coefficienten zu unrichtigen Werthen führen, wenn der Coefficient nicht für genau denselben Ueberfall und nicht mittelst Aueichung des Wassers bestimmt wurde. Uebrigens wird auch durch den eingebauten Ueberfall ein Gefällverlust für die Turbine erzeugt, welcher in den hiesigen Verhältnissen nicht statthaft war. Am zuverlässigsten sind jedoch die Messungen mit dem Woltmann'schen Flügel, wenn dieselben an einer genügenden Anzahl von Punkten im Durchflußprofil vorgenommen werden, und das Instrument sehr sorgfältig justirt ist.

Aus den von Francis angestellten, in „Lowell hydraulic experiments etc. by James B. Francis, 1855" beschriebenen, im Auszug von R. Bornemann in „Civilingenieur", neue Folge, Bd. 2, mitgetheilten vergleichenden Wassermessungs-Versuchen mit Schwimmstäben und Ueberfällen ergiebt sich, daß durch letztere die Wassermasse etwas und zwar durchschnittlich um 2 Procent kleiner als durch erstere gemessen wurden, und daß umgekehrt die durch die Schwimmstäbe ermittelten Wassermengen um so größer waren, je größer die Geschwindigkeit der Stäbe war. Es ist jedoch für dieses Resultat zu berücksichtigen, daß die durch den Ueberfall gemessenen Wassermengen mittelst einer Ausflußformel berechnet wurden und durch deren Anwendung ungenau sein können.

Das Zuflußgerinne war für die zu den Bremsversuchen benutzte Turbine Nr. VII durch Einrammen einer Spundwand in den, den 4 Turbinen I, III, V und VII zugehörigen, Aufschlagecanal gebildet worden. Dieses Versuchsgerinne war genau rechtwinklig mit horizontalem Boden und 8 Fuß 11 Zoll breit; über demselben waren zwei Bretter befestigt, deren vordere, einander parallele Kanten A und B 35 Fuß von einander entfernt lagen. Beobachtet wurde die Zeit, welche der Schwimmer brauchte, um diese Strecke von 35 Fuß zu durchlaufen. Der Schwimmer selbst war aus kiefernem Holz gefertigt und bestand aus 2 Bohlenscheiben von je 2 Zoll Stärke und 3 Fuß Durchmesser, welche durch 12 runde, zu einem Kreis von 32 Zoll in gleichen Abständen angeordnete Stäbe von $1\frac{1}{4}$ Zoll Durch-

Digitized by Google

messer mit einander verbunden waren; die ganze Höhe des Schwimmers betrug 2 Fuß 6 Zoll. Die obere Scheibe enthielt eine Oeffnung von 12 Zoll Durchmesser; auf der unteren Scheibe war ein 50 Pfund schweres Eisenstück befestigt worden, so daß die Oberfläche der oberen Scheibe und der Wasserspiegel zusammenfielen.

Es läßt sich wohl mit Recht annehmen, daß eine solche Schwimmtrommel genauer die Geschwindigkeit des Wassers erhalten muß, als ein einfacher Schwimmstab. Ein einige Male eingesetzter hölzerner Schwimmstab, welcher durch eine auf sein unteres Ende aufgedrehte Eisenmutter aufrecht im Wasser stand, zeigte bei größeren Wassergeschwindigkeiten eine Abweichung in seiner Geschwindigkeit von der der Schwimmtrommel; doch waren bei drei Versuchen mit gleichen Wassergeschwindigkeiten diese Differenzen gering und ungleichmäßig groß, so daß die Berechtigung vorlag, die Geschwindigkeit der Schwimmtrommel als die richtige anzuerkennen, welche sich bei gleichen Versuchen gleich oder sehr nahe gleich herausstellte.

Wasserverluste durch mögliche Undichtheiten im Obergerinne konnten entweder gar nicht oder nur in geringem Maße vorhanden sein, da sich bei geschlossenem Turbinenschützen der Schwimmer vollständig in Ruhe befand.

Bei C, woselbst der Wasserspiegel vollkommen ruhig stand, war eine graduirte Latte eingesetzt, welche die Höhe des Wasserstandes im Aufschlagcanal ablesen ließ. Der andere seitwärts liegende Theil des Gerinnes, welcher nicht als Versuchsgerinne diente, war innerhalb des Gebäudes überdielt und hier befanden sich die bei den Wassermessungen beschäftigten Personen, welche aus einem oder zwei Beobachtern und 3 Arbeitern bestanden.

Der Gang des Versuches war nun folgender: Der Schwimmer, welcher sich vor dem Versuch eine Strecke von ca. 12 Fuß vor der oberen Durchgangslinie A befand und den ein Arbeiter in der Mitte des Gerinnes hielt, wurde, wenn der Versuch beginnen sollte, frei gelassen und begann seinen Lauf. Die Durchgangszeiten durch die Visirlinien A und B wurden von einem, zeitweilig auch zwei Beobachtern an guten Secundenuhren wahrgenommen und nebst der Wasserhöhe an der Wasserstandsscala notirt. Diese Data sind in den Columnen 6 und 7 der Tabellen aufgeführt. Unterhalb der Linie B wurde der Schwimmer aufgefangen und von den Arbeitern wieder auf seinen Standpunkt vor der Linie A befördert. Während der Durchlaufung des ca. 12 Fuß langen Weges vor der Linie A nahm der Schwimmer immer eine gleichförmige Bewegung an.

Digitized by Google

Die Versuche, bei welchen die Geschwindigkeit des Wassers eine verhältnißmäßig große, daher die beobachtete Zeit, in welcher der Schwimmer die Visirlinien passirte, eine kurze war und deshalb wegen schwierigerer Beobachtung eine ungenaue sein konnte, oder wenn der Schwimmer, in Folge von Drehungen um seine Axe, das Gerinne diagonal durchschwommen hatte, oder wenn sich der Wasserstand im Zuflußgerinne während des Versuchs geändert hatte, wurden immer wiederholt. Die aus dem erst erwähnten Grunde angestellten Controleversuche ergaben meistens eine Uebereinstimmung mit dem ersten Versuche, da die Beobachtungen mit möglichster Schärfe und bei einem großen Theil der Versuche, wie schon erwähnt, von zwei Personen vorgenommen wurden. Das Wasser hatte in dem vollständig überwölbten Zuflußgerinne einen sehr ruhigen, von Wirbeln freien Lauf. Ein neuer Versuch begann erst wieder, wenn die durch das Heraufziehen des Schwimmers veranlaßten Wallungen vergangen waren.

Um die Turbine zu ein und derselben Zeit auf niederere als das vorhandene Gefälle, welche in den contractlichen Bedingungen berücksichtigt sind und daher auch bei den Abnahmeversuchen anzuwenden waren, zu untersuchen, waren, wie aus dem Plan Taf. 16 und Fig. 1, Taf. 18 zu ersehen ist, 3 Paar Stauschützen F angebracht worden. Jeder dieser Schützen bestand aus einer festen und beweglichen Wand; durch letztere, welche mittelst Kurbel und Schraube gehoben werden konnte, wurde das Unterwasserniveau nach Erforderniß erhöht, also das Gefälle vermindert.

Die Ermittlung des Gefälles geschah durch 2 Wasserstandsmessungen unmittelbar an der Turbine und zwar die eine für das Oberwasser, die andere für das Unterwasser. In das Untergerinne war bei E ein schmiedeisernes Rohr von $1\frac{1}{2}$ Zoll innerem Durchmesser, welches durch den Obergerinnboden wasserdicht hindurch und bis über den Oberwasserspiegel ging, eingesetzt und zwar in einem solchen Abstande vom Gerinnboden, daß das Wasser frei und ohne Widerstand mit dem Rohre communiciren konnte. In diesem Rohre befand sich ein aus Messingblech gefertigter, cylindrischer Schwimmer von $1\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser und 6 Zoll Höhe, welcher mittelst einer über eine sich leicht drehende Rolle gelegten Schnur und eines an derselben befestigten Zeigers an einer Scala die Wasserhöhen anzeigte. Der Schwimmer war derart mit Blei ausgegossen, daß er vertical im Wasser stand und $1\frac{1}{2}$ Zoll über dasselbe emporragte. Die bei sinkendem Zeiger durch die größere, resp. kleinere Schnurlänge entstehende Gewichtsvermehrung am Zeigerende und Gewichtsverminderung am Schwimmerende war auf die in gleiche

Digitized by Google

Theile getheilte Scala von so geringem Einfluß, daß dieselbe unberücksichtigt blieb.

In das Obergerinne war am Kreisrechen bei D eine Scala eingesetzt, welche den Stand des Oberwassers unmittelbar bei der Turbine erkennen ließ. Der Wasserspiegel bei D stand bei größeren Wassergeschwindigkeiten, und zwar von 1,2 Zoll pro Secunde Geschwindigkeit ab, in Folge der Contractions- und Reibungsverluste niedriger als bei C. Eine Eintrichterung der Wasseroberfläche über dem Turbinenrade oder Wirbelungen daselbst waren bei keinem der bei den Versuchen stattgehabten Gefällen wahrnehmbar.

Mit Hülfe der folgenden fixen Maße der in ihren Nullpunkten genau zu einander nivellirten Scalen lassen sich die bezüglichen Höhenabstände leicht finden.

Die verticale Entfernung von der Sohle des Obergerinnes an der Turbine bis Sohle des Untergerinnes beträgt 6 Fuß.

Die Unterfläche des Turbinenrades befindet sich in einem Abstande von 2 Fuß 9 Zoll von der Untergerinnsohle.

Gemessen wurden die Oberwasserstände C und D und der Unterwasserstand E; das an der Turbine disponible Gefälle H ist also

$$H = 6 - E + D.$$

Die Tauchung T des Turbinenrades, d. h. die Entfernung der Unterfläche des Turbinenrades von dem Niveau des Unterwassers, berechnet sich aus

$$T = E - 2{,}75$$

und ist in Columne 5 der Tabellen A und B aufgeführt. Je nachdem der Unterwasserstand größer oder kleiner als 2,75 Fuß ist, wird die Tauchung positiv oder negativ, d. h. das Turbinenrad geht unter oder über Wasser.

Die Columne 4 giebt das Arbeitsgefälle H für die Turbine an; bei den Versuchen 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 61 und 65, wo das Turbinenrad über Wasser ging, also die Tauchung negativ war, ist das Arbeitsgefälle die Höhe vom Oberwasserniveau bis Unterfläche des Turbinenrades, also die Differenz des disponiblen Gefälles und der Tauchung.

Da $E = T + 2{,}75$ ist, so kann man auch schreiben

$$D = H - 6 + (T + 2{,}75) = H + T - 3{,}5.$$

Durch diese beiden Formeln können die gemessenen Höhen D und E, welche, in die Tabellen aufzunehmen, nicht für nöthig erachtet wurde, gefunden werden.

Digitized by Google

Der Nullpunkt der Oberwasserscala C lag $1\frac{1}{2}$ Zoll $= 0{,}125$ Fuß höher als der der Scala D; der Gefällverlust von C bis D ist also

$$C - (H + T - 3{,}375).$$

Die pro Secunde im Gerinne gemessene Wassermenge ist

$$Q = \frac{35}{L} . 8{,}9167 . C,$$

wenn L die beobachtete Laufzeit des Schwimmers bezeichnet. Columne 8 enthält die Werthe von Q für die einzelnen Versuche.

Bei Berechnung der absoluten Wasserkraft ist das Gewicht eines Cubikfußes zu 66 Pfund Cölnisch angenommen worden. Die Temperatur des Wassers betrug bei den Versuchen der Tabelle A 5° C., bei den der Tabelle B 0,75° C. Der theoretische Effect des Wassers ist in Columne 11 aufgeführt; bei den Versuchen 36, 37, 38, 61 und 65 ist der theoretische Effect des Wassers für das durch die Turbine wirklich nutzbar gemachte Gefälle berechnet worden.

2. Messung des Nutzeffectes der Turbine.

Die Ermittlung des von der Turbine ausgeübten Nutzeffectes geschah durch Bremsversuche mit einem Prony'schen Zaum. Die Einrichtung bestand, in Folgendem:

Auf das Stirnrad der Turbinenwelle war ein gußeiserner, aus zwei mit einander verschraubten Theilen bestehender, von innen und außen abgedrehter Bremskranz aufgeschoben worden, welcher einen äußeren Durchmesser von $65\frac{3}{4}$ Zoll, eine Höhe von $6\frac{7}{8}$ Zoll hatte und mit zwei Rändern von $1\frac{1}{4}$ Zoll Breite versehen war. Die innere Peripherie lag an der äußeren Zahnkranzperipherie genau an und wurde durch zwei, in zwei Zahnlücken eingepaßte und in den Bremskranz eintretende, Keile mit dem Zahnrad fest verbunden. Zwei eichene Bremswangen von 6 Zoll Höhe wurden durch zwei $1\frac{1}{2}$ Zoll starke Schrauben gegen den Kranz angepreßt. Der vordere Bremsbacken endigte in einen Arm, welcher durch eine an ihren Enden mit doppelten Charnierwerken versehene Zugstange mit dem einen Arme eines Winkelhebels in Verbindung stand, an dessen anderem Arm sich die Wagschale aufgehangen befand. Der Drehpunkt des Winkelhebels lag auf einem Holzgerüst, welches durch vier Ankerbolzen an dem Mauerpfeiler befestigt war. Der Wagschalenarm verlängerte sich über den Drehpunkt hinaus zu einem dritten Arm, dessen Ende eine Stange mit dem Kolben eines hydraulischen Moderateurs, wie derselbe zuerst von Boyden angegeben worden ist, mittelst Charnier trug. Derselbe hatte den Zweck, die kleinen

Digitized by Google

Schwankungen des Hebels und die Stöße zu schwächen und bestand aus einem gußeisernen, mit Wasser gefüllten Cylinder von 15 Zoll lichtem Durchmesser, welcher mit seinem Boden auf die Schwellen des Gerüstes geschraubt war und auf dessen Deckel sich ein 3 Zoll weites Rohr, das mit dem Cylinder durch eine Oeffnung von $1^1/_2$ Zoll Durchmesser communicirte, befand. Die an der 1 Zoll starken Stange befestigte Scheibe hatte $14^3/_4$ Zoll im Durchmesser, so daß zwischen der Scheibe und dem Cylinder ein Spielraum von $^1/_8$ Zoll blieb.

Der vordere Bremsbacken war an einer Kette an die Gewölbedecke aufgehängt. Der verticale, mit den beiden horizontalen Armen verstrebte Balken des Winkelhebels enthielt unter dem gabelförmigen Angriff der Zugstange einen Zeiger, welcher, wenn sich der ganze Apparat im Gleichgewicht und der Wagbalken in horizontaler Lage befand, auf eine Marke einspielte, die an einem mit den Gerüstsäulen befestigten Querstück aufgezeichnet war. Um den Winkelhebel in den Gleichgewichtszustand zu bringen, war der eine horizontale Arm durch ein Gewichtsstück derartig beschwert worden, daß der Hebel bei einer Bewegung, welche ihn aus diesem Zustande herausbrachte, eine gleiche Empfindlichkeit nach beiden Seiten der Marke hin zeigte.

Wie bereits angedeutet, wurde durch zwei Rohre Wasser auf die Bremsflächen geleitet, um dieselben abzukühlen und des ruhigeren Ganges halber zu schmieren. Diese Rohre mündeten in ein über der Turbine stehendes Gefäß und konnten durch Hähne abgeschlossen werden. Die Bremsbacken waren bei einigen der ersten Versuche und zwar bei Nr. 15, 16, 17, 23, 24, 25, 45, 46, 47, 48 und 49 mit Kupferblech ausgelegt; es wurden jedoch hierbei durch den geringen Reibungscoefficienten die Schrauben sehr stark in Anspruch genommen, und das Bremsen selbst erschwert, da es eine sehr große Aufmerksamkeit von Seiten des Bremsers, welcher die Schrauben anzog, erforderte, den Wagbalken während eines Versuches in immer horizontaler Lage zu erhalten. Aus diesem Grunde wurde das Kupferblech herausgenommen und, um eine gute Reibungsfläche herzustellen, die Turbine bei scharf angezogenem Brems so lange gehen gelassen, bis die Reibungsoberflächen der Bremswangen schwach verkohlt waren. Hiernach war das Bremsen ohne Schwierigkeit.

Das Zählen der Umgänge der Turbine geschah durch eine Person; zwei Arbeiter waren mit dem Füllen des Wasserreservoirs beschäftigt.

Die zur Berechnung der Bremsleistung erforderlichen Hebellängen sind folgende:

Die Länge des Hebelarmes des vorderen Bremsbalkens betrug 10 Fuß 4 Zoll, die des Winkelarmes am Wagbalken 2 Fuß 3 Zoll,

Digitized by Google

die des Wagschalenarmes 4 Fuß 6 Zoll. Der in Rechnung zu bringend Hebelarm ist also

$$\frac{4 \text{ Fuß } 6 \text{ Zoll}}{2 \text{ Fuß } 3{,}9 \text{ Zoll}} \; 10 \text{ Fuß } 4 \text{ Zoll} = 20 \text{ Fuß}.$$

In den Tabellen sind in Columne 9 die Umgänge der Turbine pr 1 Minute, in Columne 10 die auf die Wagschale gesetzten Gewichte i Pfunden Cöln. und unter Columne 12 die aus den Daten berechnete Nutzleistungen in Fußpfunden aufgeführt.

Die Versuche und deren Resultate.

Außer den bereits früher angenommenen sollen noch folgende Be zeichnungen der hier vorkommenden Größen angewandt werden:

$c = \frac{D_1 - D_2}{2}$ die Weite des Rades an der Spalte;

d die normale Austrittshöhe aus einem Leitcanal, für den mittlere Raddurchmesser D;

s' normale Dicke einer Leitschaufel;

s'' normale Dicke einer Druckschaufel;

s die Projection eines Druckschaufelstoßes auf die Austrittsnormale d

f die Breite eines Leitschaufelstoßes;

m die lichte Entfernung zweier Leitschaufeln von einander auf der mittleren Durchmesser D;

n die bei Leitrad und Druckrad gleiche Anzahl der Zellen;

n' die Anzahl der dem Wasserdurchfluß geöffneten Leitradzellen;

F normale Austrittsfläche aus den Leitradzellen;

F_1 der normale Durchflußquerschnitt in den Druckradzellen;

h die Tiefe des Spaltes der Räder unter dem Oberwasserspiegel;

h_1 der verticale Abstand der Mitte der normalen Austrittsöffnunge aus dem Leitrade von dem Oberwasserspiegel;

x Höhe (über die Atmosphäre), welche dem Druck des Wassers a der Spalte entspricht;

u Anzahl der Umdrehnngen des Druckrades per 1 Minute;

v Peripheriegeschwindigkeit des Druckrades im mittleren Durchmesser D

N durch den Brems ermittelte Nutzleistung der Turbine in Fußpfunden

Q_1 Wassermenge, welche pro Secunde durch die Spalte entweicht un sich der Wirkung im Druckrad entzieht;

η Wirkungsgrad der Turbine, welcher sich aus der gemessenen Brems leistung und der gemessenen absoluten Wasserkraft berechnet;

Digitized by Google

η_h hydraulischer Wirkungsgrad der Turbine mit Berücksichtigung der Reibung des stehenden Zapfens;

η_w Wirkungsgrad der Turbine mit Berücksichtigung der Reibung des stehenden Zapfens und der durch die Spalte entweichenden Wassermenge Q_1;

V die dem Gefälle H entsprechende theoretische Geschwindigkeit;

V^1 die dem Gefälle h entsprechende theoretische Geschwindigkeit;

V_1 die dem Gefälle h_1 entsprechende theoretische Geschwindigkeit;

c absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitzellen;

c_1 relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in die Druckzellen;

c_2 relative Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Druckzellen;

w absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Druckzellen;

ζ der Widerstandscoefficient für die Bewegung des Wassers vom Eintritt in die Turbine bis zum Austritt aus den Leitcanälen;

ζ_1 der Widerstandscoefficient für die Bewegung des Wassers durch die Druckzellen.

Der Verlauf eines Versuches war folgender:

Wenn bei einer bestimmten Beaufschlagung und für eine gewisse Belastung der Wagschale der Beharrungszustand der Turbine und Unveränderlichkeit der Wasserstände eingetreten war, so begann auf ein vom Experimentator gegebenes Zeichen das Zählen der Umgänge mit Null und dauerte bis zu einem zweiten Zeichen und zwar gewöhnlich eine, mehrmals zwei Minuten, welche an einer Secundenuhr beobachtet wurden. Zu Anfang und zu Ende des Versuches wurden von dem einen Assistenten, welcher zugleich die genaue Zählung der Umgänge überwachte, die an den Scalen D und E angezeigten Ober- und Unterwasserstände notirt. Auf das erst gegebene Zeichen hin begann auch die Wassermessung, und die Turbine wurde so lange im Beharrungszustande fortgehen gelassen, bis von dem, den Schwimmerversuch ausführenden Assistenten das Ende desselben angerufen wurde.

Die Versuche waren auf diese Weise ohne Schwierigkeit und ohne Zeitverluste ausführbar. Der Brems arbeitete um so ruhiger, je größer die von ihm aufgenommene Arbeit war. Wenn die Umdrehungszahl zu weit herabgezogen wurde, so trat ein ungleichmäßiger Gang der Turbine ein, welcher durch die damit verbundenen Geschwindigkeitsänderungen des zuströmenden Wassers dem Schwimmer eine unregelmäßige und ungenaue Bewegung gab. Die niedrigsten Geschwindigkeiten der Versuchsgruppen 4 und 5 reichen bis an diese Grenze.

Bei den Versuchen der Tabelle A (Seite 684) wurden die Umgangs-

Digitized by Google

geschwindigkeiten der Turbine immer nahe der des Maximalwirkungsgrad genommen und mit drei verschiedenen Gefällhöhen, nach denen die Versuc gruppirt sind, gearbeitet; bei den in Tabelle B aufgeführten Versuch wurde jedoch mit der Umgangsgeschwindigkeit in möglichst weiten Grenz für jede Beaufschlagung variirt und die Turbine für zwei verschiede Gefälle untersucht.

Die mittleren Gefälle der Versuchsgruppen sind folgende:

Versuchsreihe	Mittlere Gefälle
1	3,904 Fuß
2	4,985 „
3	6,007 „
4	6,230 „
5	4,974 „

Das Gefälle veränderte sich während einer Versuchsreihe bei de Uebergange zu höheren Beaufschlagungen in ein kleineres, weil dur den größeren Wasserabfluß über den Unterwasserschützen der Unterwasse stand höher wurde. Um das Gefälle für eine Gruppe constant zu e halten, wurde, außer in der Reihe 4, bei welcher für sämmtliche B aufschlagungen mit dem größtmöglichsten Gefälle, welches bei ganz niede gelassenem Stauschützen durch den Stand des Unterwassers bedingt wa gearbeitet wurde, durch Regulirung mit dem Stauschützen der Unte wasserstand entsprechend hergestellt. Wenn dennoch die Reihen d Tabelle A eine Unregelmäßigkeit in den Gefällhöhen zeigen, so liegt de Grund darin, daß diese Versuche in einer anderen als der gegebene Reihenfolge angestellt und erst für die Tabelle nach den Gefällen geordn wurden.

Innerhalb der Versuchsreihe 4 sind für die verschiedenen Be aufschlagungen die mittleren Gefälle folgende:

4 a	6,467	Fuß,
4 b	6,424	„
4 c	6,309	„
4 d	5,260	„
4 e	6,098	„
4 f	5,823	„

innerhalb der Reihe 5

5 a	4,974	Fuß,
5 b	4,597	„
5 c	4,991	„

Durch die Veränderung des Unterwasserstandes innerhalb der Gruppe 4 tauchte das Turbinenrad verschieden tief im Wasser; es sind jedoch, wie

Digitized by Google

sich ergeben hat, für die Wirkungsgrade, deren Vergleichung gegeneinander in dieser Gruppe beabsichtigt wird, weder diese Gefällveränderungen noch die Verschiedenheit der Tauchungen von erheblichem Einfluß.

Bei Versuch 1 ging die Turbine eben noch um; auf ein weiteres Schließen der Zellen durch den Kreisschützen erfolgte der Auslauf der Bewegung und Stillstand. Unter drei offenen Zellen sind bei diesem und dem Versuch 34 zufolge der Einrichtung des Schützens zwei ganz geöffnete und zwei von den Schützenrollen halb bedeckte Zellen zu verstehen, welche dem Eintrittsquerschnitt von drei ganz geöffneten Zellen nicht entsprechen, da die mittlere Höhe des normalen Eintrittsquerschnittes für den von einer Rolle halb überdeckten Leitcanal ca. 0,7 Zoll beträgt. Eine Wassermessung bei zwei oder drei geöffneten Zellen, also bei den Versuchen 1, 33 und 34 war nicht möglich, da der Schwimmer bei so geringer Aufschlagmenge nicht mehr gleichmäßig schwamm.

Die Turbine lief bei einem nach Nummer 34 angestellten Versuche bei drei ganz geöffneten Zellen und 6 Fuß Gefälle leer mit 49,5 Umgängen pro Minute; als die drei Zellen geschlossen wurden, dauerte der Auslauf 43 Secunden.

Die zum Theil etwas niedrigeren Wirkungsgrade der Versuche in Tabelle A gegen die in Tabelle B sind, wie sich nach Beendigung der Serie A zeigte, dem Umstande zuzuschreiben, daß das untere Pockholz-Halslager zu scharf angezogen war; dieser Uebelstand war vor Abführung der Versuche in Tabelle B beseitigt worden.

In dem Folgenden wird hauptsächlich nur von den Versuchen der Tabelle B die Rede sein, da dieselben durch ihre größeren Gruppen besonders geeignet sind, einer Vergleichung unter sich und der Berechnung einiger theoretischen Werthe unterworfen zu werden.

Wenn ferner die numerischen Rechnungen in einem für die bloße Beurtheilung der Wirkung der Turbine zu ausgedehnten Umfange gegeben sind, so geschah dies wegen des Interesses, welches die übrigen Werthe für eine eingehendere Betrachtung der unter verschiedenen Umständen arbeitenden Turbine haben.

Columne 13 enthält die aus dem absoluten Effect des Wassers und dem durch den Brems gemessenen Nutzeffect der Turbine sich ergebenden Wirkungsgrade. Der Nutzeffect ist aber um die Arbeit der Reibung am stehenden Zapfen zu vermehren, wenn die Wirkungsgrade für die unter gleichen Umständen arbeitende Turbine verglichen werden sollen.

Der stehende Zapfen hat einen Durchmesser von 3 Zoll, der Hebelarm der Zapfenreibung ist also 1 Zoll. Die den Zapfen belastenden Theile nebst ihren Gewichten sind:

Digitized by Google

Das Druckschaufelrad	2578,375	Pfd.
Die Welle mit zwei Stellringen	1463,25	„
Die Laterne mit Spurschraube und Spurzapfen	237,2	„
Das Stirnrad	1474,25	„
Der Bremskranz	1179	„
	6932,075	Pfd.

Die mit Zugrundelegung des von Morin angegebenen Reibungs coefficienten 0,075 berechneten Reibungseffecte sind zu dem Nutzeffec addirt und die Summe in Tabelle B (S. 686) sub Columne 14 aufgeführ worden. Die aus dieser absoluten Nutzleistung und dem absoluten Wasser effect berechneten hydraulischen Wirkungsgrade η enthält Columne 15.

Bei Berechnung des Reibungseffectes ist für alle Fälle das de Zapfen belastende Gewicht zu 6932 Pfund angenommen worden, währen sich dasselbe eigentlich bei dem Gange der Turbine unter Wasser na den verschiedenen Tauchungen ändert. Es geschah dies sowohl wege der größeren Einfachheit der Rechnung als auch aus dem Grunde, we durch die bei dem Gange der Turbine im Wasser sich zu groß ergebende Reibungseffecte der Widerstand, welchen das Druckrad bei der Bewegun im Wasser findet und welcher von 0 bis 1 Fuß Tauchung wächst, al berücksichtigt betrachtet werden kann. Wenn das Unterwasser über de Turbinenrad steht, so hört dieser Widerstand zu wachsen auf und dan ist auch die Gewichtsdifferenz, da sie sich nur noch auf die Welle erstrec sehr gering. Es ist endlich auch von der Vergrößerung des den Zapfe belastenden Gewichtes durch die verticale Componente des aus den Zelle fließenden Wassers abgesehen worden, da dieser Druck gegen das ganz Gewicht ein sehr kleiner Werth ist.

Ein unmittelbar aus dem Betriebe hervorgehender Beweis der vor züglichen Wirkung der Turbinen ist dadurch gegeben, daß sich be ca. 6 Fuß Gefälle zwei durch eine mit $^7/_{16}$ Beaufschlagung arbeitend Turbine betriebene deutsche Mahlgänge bei einer Production von 3 Wispe Roggen in 24 Stunden im flotten Gange mit 120 Umdrehungen pr 1 Minute befanden, wobei, wenn man aus den Versuchen 46, 47, 4 und 49 das arithmetische Mittel nimmt, eine Kraft von 10,22 Pferde bei einem Gefälle von 5 Fuß 11,25 Zoll und einem Wirkungsgrad von 62,3 Prozent (ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung) von de Turbine effectuirt wurde. Als hierauf das Gefälle der zu den Abnahme versuchen bestimmten Turbine durch Anstauung des Unterwassers au 4 Fuß gebracht worden war, ergab sich, wie aus dem Versuch unte Nummer 20 ersichtlich, eine Leistung der Turbine von 12,58 Pferde stärken bei einem Wirkungsgrade von 66,2 Procent, wodurch constatir

Digitized by Google

ist, daß die Turbinen selbst bei dem im Contract angenommenen kleinsten Gefälle von 4 Fuß mehr als hinreichende Kraft entwickeln, um zwei Mahlgänge noch flott zu betreiben, da bei dem Versuch unter Nummer 20 nur eine Beaufschlagung von $^7/_8$ stattfand.

Wie aus den Diagrammen ersichtlich, gestattet der Maximalwirkungsgrad einer Gruppe eine hinlängliche Variation in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbine, ohne bedeutend verändert zu werden. Im Durchschnitt ist bei einer die vortheilhafteste Geschwindigkeit einschließenden Geschwindigkeitsdifferenz von 5 Umdrehungen pro Minute oder ca. 15 Procent der normalen Umdrehungszahl die Abweichung vom Maximalwirkungsgrade 1,44 Procent.

Wenn das Turbinenrad bei partieller Beaufschlagung nur wenig im Unterwasser taucht, so wird bei einer sehr kleinen Spalte das unterhalb der geschlossenen Leitradzellen aus dem Druckrad fließende Wasser eine Luftverdünnung in den Zellen, und diese ein Nachtreten des Unterwassers in die Zellen zur Folge haben. Hierdurch wird voraussichtlich ein Kraftverlust der Turbine, welche dieses todte Wasser fortzubewegen hat, erwachsen. Das Eintreten dieses Uebelstandes sollen die Ventilationsröhren verhindern, indem dieselben in den Zellen atmosphärische Spannung herstellen; es war auch bei den Versuchen ein Saugen der Röhren für die geschlossenen Leitradzellen wahrnehmbar. Eine bemerkenswerthe Differenz der Wirkungsgrade bei offenen und bei geschlossenen, also so gut als nicht vorhandenen, Ventilationsröhren der bedeckten Zellen fand nicht statt. Bei den Versuchen 6, 9 und 27 waren die 16 resp. 10 Röhren, welche mit den abgeschützten Zellen communiciren, an ihren oberen Enden durch Pfropfen geschlossen worden; die Röhren mußten jedoch hier wegen der Tauchung des Rades unwirksam sein, wie auch die zu 6 und 9 gehörenden vergleichenden Versuche 7 und 10, bei denen sämmtliche Röhren offen waren, erkennen lassen.

Von den in Tabelle B berechneten Werthen mögen zunächst die Ausflußgeschwindigkeit c des Wassers aus den Leitschaufeln, Columne 17, die Gefällgeschwindigkeit $V_,$ an dieser Stelle, Columne 16, und das Verhältniß $\frac{c}{V_,}$ beider Geschwindigkeiten zu einander, Columne 19, in nähere Betrachtung gezogen werden.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitschaufeln ist

$$c = \frac{Q}{F}.$$

In Beziehung auf den Austrittsquerschnitt F, so ist von Redtenbacher in der in „Resultate für den Maschinenbau" gegebenen

Digitized by Google

Formel der wahren unteren Weite der Radcanäle die Verengung durch die Druckschaufelstöße berücksichtigt, indem die auf die Austrittsnormale projicirte Breite des Schaufelstoßes von der Normalen subtrahirt ist. Vollständig ist hierdurch dem Einfluß der Druckschaufeln auf den Austrittsquerschnitt F deshalb nicht Rechnung getragen, weil die Druckschaufelstöße bei ihrer Bewegung auch unter den Leitschaufelstößen zu stehen kommen und dann keine Verengung der Austrittsöffnung erzeugen.

Der wirkliche und genaue Werth von F läßt sich auf folgende Weise herleiten:

Für das stillstehende Rad sind, wenn man eine bei Leit- und Druckrad gleiche Anzahl von Zellen voraussetzt, wie dies bei der Rothenburger Turbine der Fall ist, zwei Fälle möglich, nämlich

1) die Druckschaufelstöße befinden sich innerhalb der Länge m (siehe Taf. 19); dann ist der normale Austrittsquerschnitt aus den Leitschaufeln

$$F' = n' e (d - s);$$

2) die Stöße der Druckschaufeln befinden sich ganz oder zum Theil unter denen der Leitschaufeln; ist eine vollständige Deckung der Fall, so wird die Ausflußöffnung

$$F'' = n' e d.$$

Bei unvollständiger Deckung erhält die Fläche den Werth von F, worin für s die auf d bezogene Projection des ungedeckten Theiles des Druckschaufelstoßes zu nehmen ist.

Bei in Bewegung befindlichem Rade geschehen die Verengungen und Deckungen im Verhältniß der während derselben vom Rade durchlaufenen Wege. Die Bewegung des Rades kann als eine vollständig gleichförmige angenommen werden.

Indem eine Druckcurve den Weg einer Theilung $m + f$ durchläuft, findet während $\frac{f}{m+f}$ dieser Wegeinheit Verengung, während $\frac{m}{m+f}$ der Wegeinheit Deckung statt. Die Austrittsfläche aus den Leitschaufeln ist also

$$F = n' e \left((d - s) \frac{m}{m+f} + d \frac{f}{m+f} \right)$$

oder, in Berücksichtigung daß

$$\frac{m}{m+f} = \frac{d}{d+s'}$$

und

$$\frac{f}{m+f} = \frac{s'}{d+s}$$

ist,

Digitized by Google

$$F = n' e \left((d - s) \frac{d}{d + s'} + d \frac{s'}{d + s'} \right)$$

$$= n' e \frac{d (d - s + s')}{d + s'}.$$

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

Hierin ist noch

$$d = \frac{D \pi}{n} \sin \alpha - s',$$

$$s = s'' \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

Bei der Anwendung der Formel für F auf die Rothenburger Turbine ist noch deren eigenthümliche Schaufelconstruction, wie sie Taf. 97 darstellt, zu beachten. Der Winkel β der Druckschaufel ist für die Hauptcurve 45°, für die Rückcurve dagegen ein kleinerer; dieser kleinere Winkel ergiebt sich dadurch, daß der Punkt D der Rückcurve, in welchem die Eintrittsnormale steht, geradelinig mit dem Anfang der Hauptschaufel verbunden ist. Die Druckschaufel hat an ihrem oberen Ende einfache Blechstärke; der obere Stoß ist nicht abgerundet, sondern ebenflächig. Das Wasser strömt mit der absoluten Geschwindigkeit c und unter dem Winkel α in der Normale GJ aus und beginnt unter dem Winkel α seinen absoluten Weg durch die Druckzelle. Das bei A ankommende Wasserelement gleitet entlang der concaven Druckcurve und durchläuft den absoluten Weg AM. Unter denselben Bedingungen wie dieses Element befindet sich bei D, woselbst die Tangente DE unter 45° gegen AC liegt, ein Element, welches, entlang der Rückcurve gleitend, den absoluten Weg EON verfolgt. Es ist ersichtlich, daß die Wasserfäden, welche auf die Rückcurve von B bis D resp. von B bis O treffen, nicht fortgeleitet werden können, sondern sich über der Linie BO in der Richtung des Austrittswinkels α in Ruhe befinden werden. Der Punkt E ist der letzte, an welchem ein unter α aus der Leitzelle tretendes Element seinen absoluten Weg durch die Druckzelle unter dem gleichen Winkel beginnen und ohne Stoß an der Rückcurve fortgleiten kann. Der Wasserkeil BED muß also als in Ruhe befindlich betrachtet, und als die durch die Druckschaufel verursachte Verengung des Austrittsquerschnittes der Leitzelle die auf GJ bezogene Projection KL der Linie CB + BE = CE angenommen werden. Es versteht sich von selbst, daß der Wasserkeil BED nicht so unwandelbar, wie es die vorige Betrachtung annimmt, bestehen wird, da durch die Reibung der an der Wasserfläche ED gleitenden Wasserschicht auch das Wasser des Keiles in Mitleidenschaft gezogen werden wird: ferner wird, so oft ein Druck-

Digitized by Google

schaufelstoß unter einen Leitschaufelstoß zu treten beginnt, der Wasserkeil ganz oder zum Theil abfließen und, wenn die vollkommene Deckung der Stöße aufzuhören anfängt, von dem Wasser aus der nächsten Leitzelle wieder ersetzt werden müssen. Es können jedoch diese beiden Umstände für den vorliegenden Zweck unbeachtet gelassen werden, da der erstere sich in einer kleinen Störung der Bewegung der die Rückcurve entlang fließenden Wasserschicht äußern, der letztere in der wiederholten Herstellung eines ruhenden Keiles, dessen Wasser seine Geschwindigkeit einbüßte, einen sehr kleinen Effectverlust hervorbringen wird.

In Folge der Dicke der Leitschaufeln bildet sich unter den Stößen in der Richtung der Schaufeln ein bei unter Wasser stehendem Leitrad mit unbewegtem Wasser, bei über Wasser befindlichem Leitrad mit Luft erfüllter Raum, dessen verticaler Querschnitt ein Dreieck bildet. Auf Taf. 97 ist derselbe für den Leitschaufelstoß H G construirt. Die Seite H P ist der absolute Weg des bei H austretenden Wassertheilchens; die Seite G P ist ein Parabelbogen, welcher von dem bei G unter dem Winkel α ausströmenden Wasserelement durchlaufen wird. Dadurch, daß die von den beiden Flächen einer Leitschaufel abfließenden Wasserschichten in dem Druckrad auf einander treffen, wird eine gewisse Unregelmäßigkeit in der Wasserbewegung entstehen. Diese Störung wächst mit der Dicke der Schaufeln, da mit derselben der Winkel, unter welchem sich die Wasserschichten wieder vereinigen, ein größerer wird und es ist gut, die Leitschaufeln nicht stärker, als eben nöthig, zu machen. Der betrachtete Wasserkeil verschwindet, so oft eine Druckschaufel unter die Leitschaufel tritt, und sein Vorhandensein findet daher nach demselben Gesetze statt, welches für die Verengung des Austrittsquerschnittes aus den Leitzellen aufgestellt wurde.

Für die Construction des absoluten Weges des Wassers ist, wie bereits bemerkt, angenommen worden, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit gleich der Peripheriegeschwindigkeit ist; das Wasser wird unter dem Winkel $\delta = 26^0\,20'$ aus dem Druckrade treten, und, wie in der Zeichnung angedeutet, ein beim Unterwassergang der Turbine mit todtem Wasser erfüllter keilförmiger Raum von der Austrittsnormale ab an der Rückcurve verbleiben.

Bei der Rothenburger Turbine ist die Summe aus einem Druckschaufelstoß und der horizontalen Seite des Wasserkeiles gleich einem Leitschaufelstoße, also $C E = H G$. Hierdurch wird $s = s'$ und der Austrittsquerschnitt

$$F = n' e \frac{d^2}{d + s'}.$$

Digitized by Google

Von den Leitschaufeln sind 24 $^1/_4$ Zoll, 8 jedoch $^3/_8$ Zoll dick; die mittlere Schaufelstärke ist somit 0,28125 Zoll;

$$d + s' = (m + f) \sin \alpha = 2{,}2542 \text{ Zoll};$$

das mittlere d ist $= 2{,}2542 - 0{,}28125 = 1{,}97295$ Zoll;

$$e = 7{,}5 \text{ Zoll};$$

$\frac{e\,d^2}{d + s'} = 0{,}089937$ □Fuß ist die mittlere Austrittsfläche einer Leitzelle.

Die folgende kleine Tabelle C enthält die Austrittsquerschnitte in Quadratfußen für die bei den Versuchen angewandten Zellenzahlen bei in Bewegung und in Ruhe befindlichem Rad, in letzterem Falle noch unterschieden, ob sich die Schaufelstöße decken oder nicht decken. Zu bemerken ist hierbei noch, daß bei stillstehendem Druckrade die Verengung des Austrittsquerschnittes nur in der Projection des Schaufelstoßes C B auf G J besteht.

Tabelle C.

Normaler Austrittsquerschnitt aus dem Leitrade.

Anzahl der offenen Zellen	Druckrad in Bewegung	Druckrad in Ruhe, die Schaufelstöße	
		decken	decken nicht
4	0,359748	0,41103	0,352437
8	0,719496	0,82206	0,704875
12	1,079244	1,23309	1,057312
16	1,438992	1,64412	1,409750
24	2,158488	2,46618	2,114625
32	2,877984	3,28824	2,819500

Würde man für das in Bewegung befindliche Druckrad die Deckungen unberücksichtigt lassen, so wäre das Verhältniß der hierbei erhaltenen Austrittsfläche zu der mit Berücksichtigung der Deckungen berechneten bei der Rothenburger Turbine, da $s = s''$ ist,

$$\frac{(d - s')(d + s')}{d^2} = 1 - \left(\frac{s'}{d}\right)^2 = 0{,}97967;$$

es würde sich dann die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitzellen um circa 2 Prozent zu groß, der Spaltendruck aber zu klein ergeben. Je geringer das Verhältniß der Schaufeldicke zur Austrittsnormalen aus der Leitschaufel ist, desto unbedeutender wird auch der Einfluß der Deckungen auf den Austrittsquerschnitt.

Digitized by Google

Die normalen Querschnitte in einer Druckzelle sind in allen Punkten einander gleich, und zwar ist für das ganze Rad der normale Durchgangsquerschnitt $F = 6{,}0155$ Quadratfuß, berechnet aus den unmittelbar am Rade abgemessenen Dimensionen.

Das Verhältniß von $\frac{F}{F_{,}}$ ist, wenn das

	Druckrad in Bewegung	Druckrad in Ruhe die Schaufelstöße	
		decken,	decken nicht
$\frac{F}{F_{,}}$	$= 0{,}47843$	0,54663	0,46871.

Bei Berechnung einer Turbine muß man für Bestimmung des Winkels β, nach Festsetzung des Winkels α, das Verhältniß des bei bewegtem Druckrad stattfindenden Austrittsquerschnittes aus den Leitzellen zu dem normalen Eintrittsquerschnitte in das Druckrad in Anwendung bringen.

Mittelst der Werthe von F in Tabelle C sind nun die Ausflußgeschwindigkeiten c unter Columne 17 berechnet worden. Bei den Experimenten mit stillstehendem Rade ließ sich auf eine einfache Weise während des Versuches erkennen, ob die Schaufelstöße deckten oder nicht. In den Versuchen 65, 73, 85, 99, 137, 147 und 160 fand keine, bei 112 vollständige Deckung der Stöße statt.

Die theoretische Geschwindigkeit des aus dem Leitrad strömenden Wassers ist $V_{,} = \sqrt{2\,g\,h_{,}}$; die numerischen Werthe derselben enthält Columne 16. Wenn das Leitrad im Unterwasser taucht, so ist das einzuführende Gefälle die Niveaudifferenz des Ober- und Unterwassers, also hier $h_{,} = H$. Der Mittelpunkt der Austrittsnormale liegt über der Unterfläche des Leitrades in einer Höhe von $\frac{d}{2}\cos\alpha$. Dieser Werth ist bei der Rothenburger Turbine, unter Berücksichtigung einer mittleren Leitschaufeldicke, 0,9114 Zoll, wofür der Spalte und der einfacheren Rechnung halber 1 Zoll angenommen worden ist. Die Gefällhöhe für $V_{,}$ ist also in den Fällen, wo die Tauchung des Turbinenrades weniger als 13 Zoll beträgt, der Abstand des Oberwasserspiegels von der Mitte des Austrittsquerschnittes der Leitzellen. Die Beschleunigung der Schwere ist $g = 31{,}25$ Fuß eingeführt worden.

Die Columne 19 enthält die Verhältnisse $\frac{c}{V_{,}}$; dieselben wachsen mit abnehmender Geschwindigkeit der Turbine, da sie von der mit der letzteren ebenfalls größer werdenden Wassermenge abhängig sind; auch werden

Digitized by Google

sie mit der Beaufschlagung größer. Eine Betrachtung dieses Verhältnisses in den verschiedenen Gruppen läßt erkennen, wie weit die Umwandelung der Gefällhöhe H in Geschwindigkeit stattgefunden hat; es ist unter dem Einfluß des Druckrades die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit in einigen Fällen noch größer als die dem Gefälle zukommende gewesen.

Ein Einfluß auf die Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen durch die Zahl der offenen Zellen läßt sich aus folgender Betrachtung kennen lernen. Es ist schon früher angedeutet worden, daß, wenn nur wenige Zellen offen sind, das aus denselben in das Druckrad tretende Wasser öfteren Geschwindigkeitsstörungen ausgesetzt sein wird, weil in der Zeiteinheit mehr nicht gefüllte Druckzellen unter den offenen Leitzellen hinweg gehen und sich in jenen die entsprechenden Geschwindigkeiten des Wassers erst herstellen müssen; bei einer größeren Anzahl offener Leitzellen bestehen auch die normalen Wassergeschwindigkeiten in einer größeren Anzahl der Druckzellen, so daß die Aenderung resp. Herstellung derselben auf die absolute Austrittsgeschwindigkeit c des Wassers von geringem Einfluß ist und die letztere constant und größer bleibt, als bei öfteren Störungen derselben. Hierdurch erklärt sich auch theilweise die Zunahme der Ausflußmenge Q bei einer größeren Anzahl offener Zellen.

Geht das Druckrad, wie in den Versuchsgruppen 5 a, b, c, ganz unter Wasser, so tritt dieser Einfluß um so stärker auf, und das Verhältniß $\frac{c}{V'}$ wird mit Verminderung der Zahl offener Zellen um so kleiner sein, da in diesem Falle das in den Druckschaufelräumen befindliche sogenannte todte Wasser erst einen Bewegungs-Impuls durch das aus den Leitzellen tretende Wasser erhalten muß. Es wird hier c intermittirend größer und kleiner werden, somit der Mittelwerth von c geringer ausfallen, als wenn das Druckrad, wie in den Gruppen 4 a bis f frei geht, oder wenn alle Leitzellen geöffnet sind. Bei einer diametralen Abschützung, wie dieselbe die Rothenburger Turbine hat, erscheint dieser Einfluß doppelt, und würde gewiß geringer und das Verhältniß $\frac{c}{V'}$ constanter sein, wenn die Abschützung nur einseitig stattfände; es wäre hiermit jedoch ein praktischer Nachtheil eingeführt, welcher in der einseitigen Belastung des Druckrades, also auch der Welllager besteht, und der bei der diametralen Beaufschlagung nicht vorhanden ist.

Die Versuche mit stillstehendem Rade lassen eine sichere Ermittelung des Druckhöhenverlustes bei der Bewegung des Wassers in der Turbine nicht zu; die Druckschaufeln werden gegen das aus dem Leitapparat

Digitized by Google

strömende Wasser als Stoßflächen gewirkt, und die plötzliche Ablenkung des Strahles, sowie die plötzliche Erweiterung des Querschnittes vom Leitrade nach dem Druckrade einen Druckhöhenverlust, welcher für die Zertheilung des Wassers und zu Wirbelungen aufgewandt worden ist, herbeigeführt haben. Gleichwohl zeigt eine Betrachtung der Werthe von $\frac{c}{V_{,}}$ in den Gruppen 4 und 5, daß dieselben mit der Beaufschlagung wachsen und bei dem Unterwassergange der Turbine kleiner sind, wofür im Vorhergehenden die Erklärung gegeben worden ist. Um den Druckhöhenverlust bis zum Austritt aus dem Leitrade zu bestimmen, wäre es erforderlich gewesen, das Turbinenrad niederzulassen oder zu entfernen, und dann die Messung vorzunehmen.

Berücksichtigt man aber in dem Versuche 130 den Werth $\frac{c}{V_{,}} = 1{,}0688$ und den Werth $\frac{c}{V_{,}} = 0{,}9275$ in Versuch 160, in welchem der Ausfluß unter Wasser, also mit größeren Widerständen verbunden, geschah, so fällt dieser Druckhöhenverlust sehr gering aus, und es wird hierbei die gute Beschaffenheit der Schaufelflächen von keinem unwesentlichen Einfluß gewesen sein.

Die Columne 21 führt den an der Spalte zwischen Leitrad und Druckrad herrschenden Wasserdruck x auf, ausgedrückt in Fußen über die Atmosphäre. Derselbe berechnet sich aus $h - \frac{c^2}{2g}$, wobei h, je nachdem das Leitrad über oder unter Wasser steht, die Höhe vom Oberwasserspiegel bis zur Spalte oder den Niveauabstand des Ober- und Unterwassers bedeutet.

Der Spaltenüberdruck liegt bei den Versuchen, welche wirklich zur Anwendung kommende Leistungen enthalten, Null sehr nahe. Die Höhe der Spalte betrug bei den Versuchen der Tabelle A $^1/_{16}$ Zoll, bei denen der Tabelle B $^3/_{32}$ Zoll. Es sei hierzu jedoch ausdrücklich bemerkt, daß der Spielraum von $^3/_{32}$ Zoll zu groß war und $^1/_{16}$ Zoll schon mehr als ausreichend ist, wie die Erfahrung lehrte. Die folgende Tabelle D enthält für die den Maximal-Wirkungsgrad einschließenden Versuche, nach Wiederholung des Spaltendruckes x, die durch die Spalte pro Secunde entweichende Wassermenge $Q_{,}$ in Cubikfuß, dann das Verhältniß des durch die Spalte entweichenden Wassers zur Aufschlagmenge, $\frac{Q_{,}}{Q}$, den mit Berücksichtigung des Wasserverlustes durch die Spalte berechneten Wirkungsgrad $\eta_{,,}$ und die Differenz der Wirkungsgrade $\eta_{,,}$ und $\eta_{,}$. Die Wassermenge $Q_{,}$ ergiebt sich aus der an der inneren und

Digitized by Google

Tabelle D.

Versuchsnummer	Anzahl der offenen Zellen	x Druck an der Spalte Fuß über die Atmosphäre	Q_1 Wasserverlust durch die Spalte Cbfß. pro Sec.	Verhältniß $\frac{Q_1}{Q}$	η_{11} Wirkungsgrad mit Berücksichtigung des Wasserverlustes durch die Spalte	Differenz $\eta_{11} - \eta_1$	$V = \sqrt{2gH}$	$\frac{c^2}{V^2}$	$\frac{c^2}{V_1^2}$
Das Leitrad steht über Wasser.									
63	4	2,111	0,2467	0,0467	0,7433	0,03317	20,091	0,5338	0,6414
64	4	1,829	0,2296	0,0424	0,7227	0,02938	20,091	0,5620	0,6752
71	8	0,970	0,3344	0,0276	0,6887	0,01851	19,993	0,7083	0,8364
72	8	1,072	0,3516	0,0294	0,7078	0,02020	19,993	0,6923	0,8175
80	12	0,970	0,5016	0,0276	0,7533	0,02025	19,880	0,7200	0,8364
82	12	0,809	0,4583	0,0248	0,7138	0,01727	19,880	0,7455	0,8660
94	16	0,718	0,5755	0,0238	0,7148	0,01660	19,764	0,7584	0,8819
95	16	0,443	0,4518	0,0180	0,7005	0,01239	19,665	0,8140	0,9334
107	24	0,277	0,5363	0,0139	0,6858	0,00942	19,432	0,8438	0,9634
109	24	— 0,122	0	0	0,6759	0	19,365	0,9163	1,0389
123	32	— 1,041	0	0	0,6901	0	18,923	1,0981	1,2177
124	32	— 0,962	0	0	0,6817	0	19,923	1,0844	1,2024
Das Leitrad steht unter Wasser.									
135	16	1,572	0,7298	0,0301	0,6674	0,02262	17,530	0,6803	0,6803
136	16	1,788	0,7784	0,0384	0,6815	0,02522	17,604	0,6394	0,6394
144	24	1,924	1,2113	0,0407	0,7337	0,02873	17,604	0,6119	0,6119
145	24	1,924	1,2113	0,0407	0,7264	0,02844	17,604	0,6119	0,6119
156	32	1,395	1,3751	0,0319	0,7171	0,02218	17,641	0,7198	0,7198
157	32	1,374	1,3648	0,0317	0,7029	0,02159	17,604	0,7228	0,7228

Digitized by Google

äußeren Peripherie stattfindenden Spaltenfläche und der der Pressung entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2gx}$. Für eine Leitzelle ist bei $^3/_{32}$ Z Höhe die Spaltenfläche 0,0076699 Quadratfuß. In den Versuchen d Gruppe 4, wo das Leitrad über Wasser steht, ist ein Ausflußcoefficie 0,7, in den Versuchen der Gruppe 5 jedoch 0,6 angenommen worde da hier das Leitrad unter Wasser steht, und das durch die Spalte en weichende Wasser in das Unterwasser ausströmt.

Mit der Zunahme der Beaufschlagung vermindert sich der Spalte druck, somit auch die Wassermenge $Q_{,,}$ und wird der Wirkungsgra größer. Die Resultate für den Wirkungsgrad, welcher nach Tabelle für geringere Beaufschlagungsöffnungen größer als für vollen Aufschla würde, sind in Hinblick auf den früher motivirten Einfluß des Spalte druckes auf den Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung zu auffälli um an ihrer Richtigkeit nicht zweifeln zu lassen. In der That, es sin c, x und somit $\eta_{,,} - \eta_{,}$ eben nur Rechnungsresultate, welche in d Wirklichkeit moderirt sein werden, da für $c = \frac{Q}{F}$ angenommen worde war, daß es eine immer gleichförmige Geschwindigkeit sei; dies wir jedoch nur bei voller Beaufschlagung der Fall sein, bei partieller Aufschlag aber, wie bereits oben näher erörtert, nicht mehr streng stat finden.

Wenn Columne 15 in Tabelle B aufweist, daß der hydraulisch Wirkungsgrad bei sehr geringer Beaufschlagungsöffnung in Gruppe gleich gut oder etwas höher als bei vollem Aufschlag ist, so wird d Grund darin liegen, daß die Widerstände des mit wachsender Beau schlagung mehr und mehr im Unterwasser tauchenden Rades in eine stärkeren Verhältniß, als bei Berechnung der hydraulischen Wirkung grade vorausgesetzt wurde, zunehmen, und somit die hydraulische Wirkungsgrade für die größeren Beaufschlagungsöffnungen zu niedr sind. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes, welcher vielleicht eine für alle Beaufschlagungen gleich großen hydraulischen Wirkungsgra herbeiführt, läßt sich bei Betrachtung der Gruppen 4 einsehen, daß e negativer Ueberdruck an der Spalte durch das Einsaugen von Luft un die hierdurch entstehenden Störungen in der Wasserbewegung eben schädlich oder schädlicher wirkt, als bei partieller Beaufschlagung ei geringer positiver Ueberdruck, bei welchem der Wirkungsgrad durch En weichung von Wasser durch die Spalte und durch Verlust dieses Spalte druckes für das unter den geschlossenen Leitzellen aus den Druckzelle fließende Wasser herabgezogen wird. Der letztgenannte Druckhöhenverlu

Digitized by Google

ist bei Annahme eines gleichen Spaltendruckes für kleine, wie für große Beaufschlagungen eine constante Größe, da derselbe immer an zwei diametral liegenden Stellen des theilweise abgeschützten Leitrades verloren geht; der diesen Druckhöhenverlust repräsentirende Verlust an Wirkungsgrad ist daher ein mit Verminderung der Beaufschlagung wachsender procentaler Theil des hydraulischen Wirkungsgrades. In Gruppe 4 gelangt dies aus schon besprochenen anderen Gründen nicht so deutlich zum Ausdruck, weil von dem Totalgefälle H der Theil, welcher der ganzen resp. theilweisen Höhe des Druckrades entspricht, für die Wirkung nicht verloren geht. In den Gruppen 5a und 5b ist jedenfalls ein Theil des Niedergehens des Wirkungsgrades dem vorerwähnten Einfluß zuzuschreiben.

Das Verhältniß, in welchem in einem bestimmten Falle die Wirkung der Turbine als Druckturbine zu der Wirkung als Reactionsturbine stand, läßt sich durch den Quotienten aus der bis zum Eintritt in das Druckrad entwickelten lebendigen Kraft zu der disponiblen lebendigen Kraft, das ist durch $\frac{c^2}{2gh} = \frac{c^2}{V_,^2}$, ausdrücken. Das Verhältniß ist ein echter Bruch, so lange $c < V_,$; wird $c \leqq V_,$, so wird der Spaltendruck x resp. 0 oder negativ; je näher oder mehr nun $c \leqq V_,$ ist, desto mehr wird die Turbine als Druckturbine arbeiten und umgekehrt.

Die Tabelle D enthält in ihren drei letzten Spalten die Gefällgeschwindigkeit $V = \sqrt{2gH}$, und die Quotienten $\frac{c^2}{V^2}$ und $\frac{c^2}{V_,^2}$. Beim Unterwassergange des Druckrades wird $\frac{c^2}{V_,^2} = \frac{c^2}{V^2}$, da dann $h = H$ ist. Wenn ein negativer Spaltendruck, also $\frac{c}{V_,} > 1$ eintritt, so wird auch $\frac{c^2}{V_,^2} > 1$. Es weisen nun diese Werthe in der Tabelle übersichtlich nach, daß und wie viel bei jeder Beaufschlagung die Wirkung der Turbine mehr die einer Druckturbine, als die einer Reactionsturbine war.

Aus den Versuchen ergeben sich die vortheilhaftesten Geschwindigkeiten u' so, wie sie die folgende Tabelle E aufführt. Die vierte Spalte stellt die aus der Formel

$$u' = \frac{60}{D\pi} \frac{c \sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta}$$

berechneten Geschwindigkeiten dar und es ergiebt sich in Gruppe 4 eine ziemlich gute Uebereinstimmung; in Gruppe 5 fehlt dieselbe zum Theil.

Digitized by Google

Die Berechnung von u′ geschah für die Versuche 63, 71, 80, 9
107, 123, 135, 144 und 156; bei diesen liegt die berechnete Geschwindi
keit der experimentirten am nächsten.

Tabelle E.

Versuchsreihe	Anzahl der offenen Zellen	u′ aus den Diagrammen	u′ berechnet
4 a	4	27	31,134
4 b	8	27,5	34,389
4 c	12	36,5	35,394
4 d	16	35	35,581
4 e	24	36	36,899
4 f	32	39	40,993
5 a	16	22,5	29,098
5 b	24	30	28,465
5 c	32	32	30,940

Führt man in die Formel für u′ statt des Winkelverhältnisses d
Flächenverhältniß ein,

$$\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{F}{F_,} = a = 0{,}47843$$

für das in Bewegung befindliche Druckrad, so wird

$$u' = \frac{60}{D\pi} c\,(\cos\alpha - \sqrt{a^2 - \sin^2\alpha}).$$

Für Versuch 123 erhält man aus dieser Formel u′ = 48,231, al
eine erheblich höhere Geschwindigkeit. Es erklärt sich dies daraus, da
$\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$ dem Flächenverhältniß für das ruhende Rad bei Deckung d
Schaufelstöße, nicht dem für das sich bewegende Rad entspricht, es wi
also das Wasser mit etwas Stoß in das Druckrad eingetreten sein.

Nach der vom Herrn Kunstmeister G. Schmidt in der „öste
reichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen", 1860, Nr. 4, g
führten Rechnung ist die theoretische Peripheriegeschwindigkeit

$$v' = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}} = \sqrt{g\,H\,(1 - \operatorname{tang}\alpha\operatorname{cotg}\beta)}$$

mit $\sqrt{\eta}$ zu multipliciren, um die wirkliche Geschwindigkeit zu erhalte

Digitized by Google

Mit Einführung des Flächenverhältnisses ist

$$v' = \sqrt{\eta g H \left(1 - \tang \alpha \sqrt{\left(\frac{a}{\sin \alpha}\right)^2 - 1}\right)},$$

und man erhält für die Rothenburger Turbine

$$u' = 17{,}727 \sqrt{\eta H},$$

und für Versuch 123

$$u' = 35{,}023,$$

was jedenfalls nicht gut mit der aus c und dem Flächenverhältniß berechneten Zahl

$$u' = 48{,}231$$

übereinstimmt.

Nach Redtenbacher ist die theoretische Geschwindigkeit mit 0,774 zu multipliciren, um die wirkliche Geschwindigkeit zu erhalten; es wird also für Versuch 123

$$u' = \frac{60}{D\pi} 0{,}774 \sqrt{g H \left(1 - \tang \alpha \sqrt{\left(\frac{a}{\sin \alpha}\right)^2 - 1}\right)} = 32{,}841.$$

Leergangsversuche bei abgenommenem Brems enthält nur die Tabelle A; als die Versuche der Tabelle B abgeführt wurden, konnten die Bremsbacken nicht entfernt und daher nur die näherungsweisen Leergänge ermittelt werden, wie sie sich bei aufliegendem Brems und der durch das Gewicht desselben effectuirten Leistung, somit kleinsten Belastung der Wagschale, ergaben.

Für die Versuche in Tabelle A sind die Quotienten aus den vortheilhaftesten und den Leergangsgeschwindigkeiten folgende:

Versuchsnummer	Quotient
15 und 13	0,537
17 „ 18	0,553
21 „ 19	0,559
25 „ 22	0,582
37 „ 35	0,534
41 „ 39	0,542
43 „ 42	0,565
51 „ 50	0,535
54 „ 53	0,507
56 „ 55	0,515
60 „ 59	0,482
arithm. Mittel	0,537
und der reciproke Werth . .	1,86.

Digitized by Google

Diese Werthe sind jedoch insofern ungenau, als die Gefälle von je zwei zusammengehörigen Versuchen nicht genau dieselben waren.

Tabelle B enthält in Rubrik 18 die Geschwindigkeit der mittleren Peripherie des Druckrades und in Rubrik 20 das Verhältniß $\frac{v}{V'}$; dasselbe nähert sich 0,5 um so mehr, je größer die Beaufschlagung und der Wirkungsgrad werden. V′ ist für Gruppe 5 die Geschwindigkeit für das Gefälle $H = h$, also ist $V' = V$. Das Verhältniß von $\frac{v}{c}$ ist für die nahe vortheilhaftesten Geschwindigkeiten folgendes:

	Versuchsnummer	
Gruppe 4	64	0,46934
	72	0,43278
	80	0,56789
	94	0,53235
	107	0,55000
	123	0,51489
		Mittel 0,54130,

wenn die beiden ersten Werthe unberücksichtigt gelassen werden.

Gruppe 5	136	0,41848
	144	0,60840
	156	0,57724
		Mittel 0,59282,

wenn man den ersten Werth unberücksichtigt läßt.

Aus der Relation

$$v' = c \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta}$$

müßte sein

$$\frac{v'}{c} = 0{,}5412.$$

Das durch die Versuche ermittelte Verhältniß 0,5413 steht also mit dem aus dem Winkelverhältniß berechneten 0,5412 in sehr guter Uebereinstimmung, während dieselbe für das aus dem Flächenverhältniß berechnete

$$\frac{v'}{c} = \cos \alpha - \sqrt{a^2 - \sin^2 \alpha} = 0{,}63676$$

fehlt.

Die Turbine wurde zu mehreren Malen in den Zustand des *statischen Momentes* versetzt. Es geschah dies auf die Weise am

Digitized by Google

einfachsten und genauesten, daß die Welle festgebremst und der Zeiger durch festgesetzte Belastung der Wagschale zum Einspielen auf die Marke gebracht wurde. Es sind hierbei zwei Belastungen ermittelt worden, nämlich diejenige, bei welcher die geringste Gewichtsvermehrung ein Sinken, und diejenige, bei welcher die geringste Gewichtsverminderung ein Steigen der Wagschale hervorbrachte. Der letzte Fall repräsentirt das statische Moment des Wasserdruckes im Druckrade, das erste das des Wasserdruckes und der Reibungswiderstände. Beide Belastungen sind wenig von einander verschieden; in der Tabelle ist das arithmetische Mittel derselben angegeben. Die Reibung betrug 3,125 Procent des Wasserdruckes.

Entweder wurde bei dem Versuche auf das statische Moment zugleich oder bei festgebremster Turbine für sich eine Wassermessung ausgeführt.

Es ergiebt sich aus diesen Versuchen das Resultat, daß die Belastung der Wagschale bei dem Maximal-Wirkungsgrade die Hälfte des für das statische Moment aufgelegten Gewichtes ist. Hieraus folgt für Versuche die einfache Regel, daß man, um die Turbine ohne Vergleichungsversuche sofort in ihrem Maximal-Wirkungsgrade zu bremsen, zuerst das statische Moment experimentirt; die Hälfte des hierbei aufgelegten Wagschalengewichtes ist die Belastung der Schale für den Maximal-Wirkungsgrad.

Diese Methode ist sehr einfach und stellt sich der von Redtenbacher zuerst angegebenen, die Umdrehungszahl beim Leergang zu ermitteln, deren Hälfte die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Turbine ist, zur Seite.

Es sei hierzu noch bemerkt, daß man den Bremshebel und die Anzugschrauben kräftig machen muß, um den Zitterungen und Stößen, welche vor Erreichung des Stillstandes im statischen Moment und bei etwas zu festem Anziehen der Muttern durch Anschlagen des Bremshebels eintreten, widerstehen zu können. Auch der bei der Rothenburger Versuchsturbine angewandte Brems sprang (kurz nach den Abnahme-Versuchen), indem die innere Bremsschraube riß und der Hebel unweit derselben brach. Hier war ein sehr ungleichmäßiges Anziehen der Muttern und ein Ecken des Schraubenbolzens die Ursache gewesen.

Digitized by Google

Bemerkungen des Verfassers zu den vorstehenden Resultaten.

Aus den vorstehenden Resultaten, deren Darlegung und Vergleichung, wie bereits bemerkt, theils von E. Haenel selbst, theils von J. C. Bernhard (Letzterer jetzt in Erfurt und als vorzüglicher Constructeur allgemein bekannt) herrühren, ergeben sich einige sehr bemerkenswerthe Resultate, welche um so mehr zu berücksichtigen sind, als die denselben zu Grunde liegende Versuchsreihe eine der vorzüglichsten Arbeiten bildet, welche im Turbinenfache durchgeführt worden sind.

Es ist auch der Versuchsmotor bezüglich des Schaufelapparates durchaus gut angeordnet und zwar in einer Weise, daß er heut zu Tage kaum wesentlich besser angeordnet werden könnte.

Hier liegen in der That einmal glaubwürdige Resultate vor, ja es hält der Schreiber dieses sogar dafür, daß die Leistung der Turbine dem Schaufelapparate nach zu urtheilen noch bessere Resultate hätte ergeben sollen, wenn die gute Leistung nicht aus irgend einem, aus den Zeichnungen nicht auffindbaren Grunde beeinträchtigt worden wäre.

Vielleicht ist die Wassermenge zu groß berechnet worden, der störende Einfluß der Verengung durch die Radschaufelkanten zu klein angesetzt. Es ist hierüber kein bestimmtes Urtheil möglich, weil die Art der Wasservermessung nicht näher präcisirt ist. Es ist wohl angegeben worden, daß die Vermessung mittelst Schwimmtrommel stattfand, allein nirgends findet sich erwähnt, wie aus den einzelnen Geschwindigkeiten im Strommittel die mittlere Geschwindigkeit des ganzen Canalquerschnittes oder Wasserkörpers abgeleitet wurde und scheint hier in der That der schwache Punkt der ganzen sonst äußerst werthvollen Arbeit zu liegen, weil die vorliegende Turbine einer einläßlichen Prüfung nach entschieden mehr hätte leisten können, als die Versuche ergeben haben.

Abgesehen von dem absoluten Werthe der Leistung des Motors sind die Resultate jedoch nichtsdestoweniger sehr werthvoll, indem dieselben manche seither gemachte Erfahrung bestätigen.

Daß der Motor nahezu oder ganz eine reine Actionsturbine ist, braucht kaum erwähnt zu werden.

Es geht aus den Versuchen hervor, daß die wirklich vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit der Turbine ganz gut mit der theoretischen Geschwindigkeit übereinstimmt, wobei vorausgesetzt ist, daß diese Geschwindigkeit aus den Schaufelwinkeln und aus der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate berechnet werde, was allein richtig ist und in neuerer Zeit ausschließlich geschieht. Es folgt aus den Versuchen ganz

Digitized by Google

übereinstimmend mit in neuster Zeit vielfach erhaltenen Versuchsresultaten, daß die Redtenbacherſche Regel unrichtig ist, nach welcher die theoretische Geschwindigkeit mit 0,707 multiplicirt werden müsse, um die wirklich vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit zu erhalten.

Die theoretisch berechnete Geschwindigkeit stimmt vielmehr vollkommen mit der wirklichen überein, sobald man eben richtig rechnet und die Nebenhindernisse berücksichtigt resp. die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen der Rechnung zu Grunde legt, wie dies im vorliegenden Werke überall geschehen ist.

Ein weiteres Ergebniß der Versuche von Haenel und Bernhard ist das, daß die Turbine mehr Wasser consumirt, wenn sie langsamer läuft. Auch dies stimmt vollkommen mit den theoretischen Untersuchungen überein, da bei einer nicht reinen Actionsturbine (welche nur vorwiegend mit Action arbeitet) mit geformten Wasserstrahlen (wie die Haenel'sche Turbine eine solche ist) deshalb bei langsamerer Drehung mehr Wasser durch den Motor fließt, weil die relative Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad in dem Maße größer wird, als die Umfangsgeschwindigkeit kleiner wird und umgekehrt. So lange also das Wasser das Leitrad nicht mit mehr als $0{,}96\sqrt{2gh}$ Geschwindigkeit verlassen muß, so lange wird sich das von der Turbine consumirte Wasserquantum bei langsamerer Drehung vermehren und umgekehrt bei schnellerer Drehung vermindern, denn im letzteren Falle kann das Leitrad auch nicht mehr Wasser ausleeren als das Laufrad bei der kleinern relativen Durchflußgeschwindigkeit consumirt.

Bei einer reinen Actionsturbine mit genügend großem Ausflußquerschnitt des Laufrades findet dagegen diese Abhängigkeit des consumirten Wasserquantums von der Drehungsgeschwindigkeit nicht mehr statt.

Eine Turbine (wie die Haenelsche) mit geformten Wasserstrahlen arbeitet daher bei kleinerer Drehungsgeschwindigkeit als reine Actionsturbine und bei größerer Drehungsgeschwindigkeit als Reactionsturbine, wobei die Größe der Reactionswirkung oder der Ueberdruck mit der Zunahme der Geschwindigkeit wächst.

Eine der ersten Fourneyron'schen Turbinen in St. Blasien (im Schwarzwald).

Mit Zeichnungen auf Taf. 81.

Nicht als Vorlage für neue Constructionen, sondern aus Interesse für die Constructionsart der ersten von Fourneyron bekanntlich mit un-

Digitized by Google

gewöhnlichem Erfolge gebauten Turbinen mag die vorliegende Turbine betrachtet werden, welche als erste Druckturbine für das bedeutende Gefälle von 108 Metern gebaut wurde und nicht weniger als 2300 Umdrehungen pro Minute oder nahe 40 Umdrehungen pro Secunde machte, eine Geschwindigkeit, d. h. Tourenzahl, welche in neuster Zeit als absolut unanwendbar betrachtet wird.

Die Turbine nach Taf. 81 (Fig. 2 zeigt den Schaufelapparat in halber wirklicher Größe) entwickelte bei dem kleinen äußern Durchmesser von 330 Millimeter eine effective Leistung von nicht weniger als 30 effectiven Pferdekräften.

Nach derselben Construction baute Fourneyron am Anfange seiner Laufbahn 2 größere Turbinen, welche an Stelle mehrerer übereinanderliegender Wasserräder ebenfalls in St. Blasien aufgestellt wurden und welche bei einem Gefälle von 108 Metern mit einem äußern Durchmesser von 550 Millimetern und bei 2300 Umdrehungen pro Minute eine jede eine Leistung von 60 effectiven Pferden entwickelten.

Der Werth von $\sqrt{2gh}$ für das benutzte Gefälle war 46 Meter, die Geschwindigkeit der Turbine am äußern Radumfange war

$$\frac{0{,}55 \,.\, 3{,}1416 \,.\, 2\,300}{60} = 66 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Diese Geschwindigkeit, nahe um die Hälfte größer als $\sqrt{2gh}$ ist allerdings unzweifelhaft etwas zu groß, wenn man indessen die bei der großen Differenz des innern und äußern Laufraddurchmessers enorme Beschleunigung des Wassers durch die Centrifugalkraft berücksichtigt, so findet man, daß bei den vorhandenen Dimensionen das Wasser die Leitcanäle mit einer Geschwindigkeit verläßt, die größer ist als $\sqrt{2gh}$.

Die vorliegenden Turbinen waren sämmtlich noch mit Unterwasserzapfen nach Tafel 81 versehen und mußten die Zapfen und Platten alle 10 bis 14 Tage erneuert werden, was bei der ganz enormen Umdrehungszahl nicht zu verwundern ist. Das obere Ende der Turbinenwelle lief in einem Körner. Die Platte resp. Pfanne der Turbinenwelle war mit einer Aufhelfvorrichtung NP ähnlich wie bei einem Mahlgange versehen. Fig. 4 zeigt die Laufradschaufeln und die Leitradschaufeln in wirklicher Größe (für die kleinere Turbine).

Die Leitschaufeln waren ähnlich wie bei der Turbine Tafel 71 an der Bodenplatte des hohlen, die Achse der Turbine einschließenden Cylinders Q eingegossen, welcher Cylinder jedoch hier unbeweglich befestigt war, während dagegen zur Regulirung der Turbine der äußere Mantel D verstellbar war. An dem untern Theile dieses Mantels waren die

Digitized by Google

in die Leitcanäle passenden Ausfüllstücke A Fig. 2 angeschraubt und ließen beim Heben und Senken des Mantels einen mehr oder weniger großen Theil der Leitradhöhe frei.

Zu gleicher Zeit dienten diese, die Leitcanäle genau ausfüllenden Schlußstücke dem obern Theil der fliegenden (nur unten gehaltenen) Leitschaufeln als Führung und Haltung.

Es mag als Curiosum erwähnt werden, daß die vorliegend betrachteten 60-pferdigen Turbinenräder jedes ein Gewicht von nur 17½ Kilogramm hatte.

Diese Turbinen waren eigentlich keine Reactionsturbinen, sondern eigentliche Actionsturbinen, was bei Beurtheilung der oben angegebenen Geschwindigkeiten wohl zu berücksichtigen ist.

Natürlich war diese Construction der Turbine bei dem kleinen Durchmesser und der riesigen Geschwindigkeit keiner langen Dauer fähig und wurden später durch Tangentialräder und diese wiederum durch noch wesentlich besser wirkende Girardturbinen ersetzt.

Durch die Construction der beschriebenen Turbinen hatte jedoch Fourneyron die damals ganz unerhörte Schwierigkeit gelöst, durch einen äußerst billigen einfachen Motor das große Gefälle auf rationelle Weise zu verwerthen.

Girardturbine und Tangentialrad an einer gemeinschaftlichen Achse und zwar beide Motoren mit verschiedenen Gefällen.

(Installation von Escher-Wyß & Co. in Zürich, Schweiz.)

(Mit Zeichnungen auf Taf. 64, 65 und 66.)

Die vom Hause Escher-Wyß & Co. in Zürich ausgeführte 1600 pferdige Turbinenanlage zum Betriebe der Luftcompressoren auf der Südseite des St. Gotthardtunnels ist auf den Tafeln 64, 65 und 66 abgebildet, wobei jedoch von den vier aufgestellten Turbinen gleicher Größe und Construction nur eine einzige ersichtlich ist.

Die Anlage ist außer durch das große Gefälle besonders noch dadurch interessant, daß jeder der vier Motoren aus zwei an der nämlichen Achse angebrachten Turbinen, resp. einer Turbine und einem Tangentialrade besteht, von welchen jede einzelne mit einem andern Gefälle arbeitet und durch ein anderes Gewässer gespeist wird.

Nachdem nämlich zum Betriebe der Compressoren durch das Wasser der Tremola im Jahre 1873 die vier Tangentialräder aufgestellt worden

Digitized by Google

waren, mußte bei der nachträglichen Erweiterung der Anlage auch die Betriebskraft vergrößert und noch ein anderes Gewässer (der Tessin) zur Benutzung herbeigezogen werden.

Statt nun neben der bereits bestehenden Turbinenanlage eine zweite zu erstellen, was der localen Verhältnisse und der Transmissionen halber äußerst kostspielig gewesen wäre, wurden die neuen Motoren auf den Achsen der bereits bestehenden Motoren angebracht, wobei jedoch zu erwähnen ist, daß nicht beide Motoren zu gleicher Zeit arbeiten müssen, vielmehr für den einen das zeitweise ziemlich karge Betriebswasser angesammelt wird, wenn der andere Motor läuft.

In Wirklichkeit ist es jedoch öfter vorgekommen, daß beide Motoren gleichzeitig mit einander arbeiteten und zwar ohne Schaden, da die ganze Anlage sehr kräftig gehalten und in jeder Beziehung mustergiltig ausgeführt worden ist.

Die ursprünglichen Motoren sind die vier Tangentialräder aus Kanonenmetall, von welchen drei im Jahre 1873 und das vierte im Jahre 1874 aufgestellt worden sind.

Dieselben werden vom Wasser der Tremola getrieben und ist jedes berechnet für eine Kraft von 210 effectiven Pferden. Das Nettogefälle ist 165 Meter, mithin eines der größten, welches für hydraulische Motoren benutzt wurde. Jeder der vier Motoren consumirt 160 Liter Wasser pro Secunde.

Der Werth von $\sqrt{2gh}$ ist 56,5 Meter und es ist die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate $0{,}95 \cdot 56{,}5 = 53{,}67$ Meter pro Secunde.

Daß hier, bei dieser enormen Ausflußgeschwindigkeit und bei dem sandhaltigen Wasser das Laufrad, resp. der Schaufelkranz der Turbinen nicht aus Gußeisen angefertigt werden darf, liegt auf der Hand. Gußräder würden vor Jahresfrist gänzlich ausgefressen sein und bestehen dieselben daher hier aus Kanonenmetall, resp. aus Messing.

Die Tangentialräder haben einen äußern Durchmesser von 1,200 Metern und machen 390 Umdrehungen in einer Minute. Die Achsen der Räder haben 120 Millimeter laufende Dicke und sind mit Unterzapfen angeordnet. Die Kraft je eines Rades wird durch ein conisches Räderpaar mit starker Rücksetzung auf eine horizontale Axe übertragen, an deren Enden die Kurbeln angebracht sind, welche die Luftcompressoren in Bewegung setzen.

Unmittelbar über den Tangentialrädern und an denselben Achsen sind die Girardturbinen angebracht, welche vom Wasser des Tessin betrieben werden. Diese Girardturbinen arbeiten mit einem Gefälle von

Digitized by Google

90 Metern und consumiren eine jede 250 Liter Wasser pro Secunde bei einer effectiven Leistung von ebenfalls 210 Pferden.

Die Turbinen haben 1,130 Meter mittleren Durchmesser und sind selbstregend Partialturbinen.

Der Kreisschieber der Turbine ist mit Schneckenrad-Verzahnung versehen, in welche direct eine Schnecke eingreift. Verzahnung und Schnecke befinden sich im Innern des Leitgehäuses eingeschlossen.

Das Regulirgetriebe ist deutlich aus der Zeichnung ersichtlich.

Die Absperrschieber in den Rohrleitungen sind mit Entlastungsvorrichtung versehen, indem ein in der Mitte der großen Schieber angebrachter kleiner Schieber sich zuerst öffnet und zuletzt schließt.

Die ganze Anlage ist, wie schon der Name des Hauses verbürgt, musterhaft angeordnet und ausgeführt und kann als eine der schwierigsten bezeichnet werden, die existiren.

Girardturbine des städtischen Wasserwerkes in Soissons.

(Installation von Girard in Paris.)

Die vorliegende, auf Tafel 67 in $^1/_{20}$ der wirklichen Größe abgebildete Turbine kann als interessantes Beispiel dienen, daß Girardturbinen auch für die Ausnutzung kleiner Gefälle und größerer Wasserquantitäten ganz vortheilhaft als Partialturbinen gebaut werden können, wenn die localen Verhältnisse dies wünschbar erscheinen lassen.

Die Turbine wurde von Girard selbst für das Pumpwerk der Stadt Soissons (Frankreich) construirt und ungeachtet des sehr kleinen Gefälles deshalb als Partialturbine angeordnet, um eine kleine Anzahl Umdrehungen zu erhalten und die Kurbelstangen der Wasserpumpen direct auf der Turbinenwelle anbringen zu können. Es erhielt dadurch die ganze Anlage eine große Einfachheit, indem alle Räderübersetzungen zwischen Motor und Pumpe wegfielen und die Betriebskraft durch möglichst directe Verwendung aufs beste ausgenutzt werden konnte.

Der sehr bedeutende Durchmesser der Turbine wurde zudem noch durch locale Verhältnisse bedingt. Leider sind in der Zeichnung Taf. 67 verschiedene Maße unrichtig eingeschrieben und sollen dieselben daher hier richtig aufgeführt werden.

Folgendes sind die Hauptdimensionen und Daten des Motors:

Veränderliches Gefälle im Minimum 0,500 Meter.

Digitized by Google

Bei diesem kleinsten Gefälle vorhandene Wassermenge pro Secunde 2270 Liter.

Nutzleistung der Turbine bei diesem Gefälle 11 Pferde.

Veränderliches Gefälle im Maximum 1,500 Meter.

Bei diesem größten Gefälle vorhandene Wassermenge pro Secunde 1152 Liter.

Nutzleistung der Turbine bei diesem Gefälle 18 Pferde.

Aeußerer Durchmesser des Laufrades 8,600 Meter.

Anzahl der Leitcanäle 25.

Breite der Leitcanäle 0,240 Meter.

Radiale Höhe der Leitcanäle 0,250 Meter.

Breite der Laufradcanäle am Eintritt 0,260 Meter.

Breite der Laufradcanäle am Austritt 0,720 Meter.

Normale Weite der Leitcanäle 0,145 Meter.

Bohrung des Laufrades oder Wellendicke in der Mitte 0,300 Meter.

Anzahl der in Betrieb gesetzten Pumpen 2.

Diameter der Pumpencylinder 0,255 Meter.

Hub der Pumpenkolben 0,700 Meter.

Revol. der Turbine oder Doppelhube der Pumpen beim kleinsten Gefälle pro Minute 5.

Desgleichen beim größten Gefälle 8.

Durch die Pumpen effectiv geförderte Wassermenge beim kleinsten Gefälle 11 Liter pro Secunde.

Durch die Pumpen effectiv geförderte Wassermenge beim größten Gefälle 18 Liter pro Secunde.

Förderhöhe des Wassers 40 Meter.

Wirkungsgrad der Anlage (Bruchtheil angehobenem Wasser gegenüber der theoretischen Leistung der Turbine) 50 Procent.

Geförderte Wassermenge 18/20 vom durchlaufenen Kolbenvolumen.

Werth von $\sqrt{2gh}$ beim kleinsten Gefälle von 0,500 Meter = 3,132 Meter.

Coefficient für den Ausfluß des Wassers 0,85.

Erforderliche Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades $\frac{2{,}270}{0{,}85\sqrt{2gh}} = 0{,}8526$ Quadratmeter.

Wirkliche Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades $25 . 0{,}145 . 0{,}240 = 0{,}8700$ Quadratmeter.

Die Turbine mit horizontaler Achse ist gegenüber den veränderlichen Wasserständen so placirt, daß der tiefste (niedrigste) Unterwasserstand

Digitized by Google

noch bis in die Mitte der tiefstliegenden Leitcanäle hinaufragt, während bei dem hohen Wasserstande der ganze Leitapparat vollständig ins Unterwasser eingetaucht ist, indem dieser Wasserstand 2 Meter höher ist als beim Kleinwasser.

Zur Regulirung der Turbine ist jeder Leitcanal mit einem radial stehenden Schieber versehen, dessen Schieberstange das Leitgehäuse durchdringt und in einen in kleinem Cylinder eingeschlossenen Kolben endigt. Durch einen Zweiweghahn kann die comprimirte Luft über oder unter diesen Kolben geleitet und so die Schieber gehoben oder gesenkt werden.

Fourneyron'sche Turbine mit Diffusor.

(Installation von Fourneyron, Ingenieur und Constructeur in Chambon-Fengerolles (Loire) Frankreich.

Während in Deutschland neben den sich immer mehr verbreitenden Turbinen mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse (Jonval- und Girardturbinen) hauptsächlich noch die Turbinen nach Francis mit äußerer Beaufschlagung gebaut werden, ist dieses in Frankreich noch weit mehr mit den Fourneyron'schen Turbinen der Fall. Die auf Taf. 71 abgebildete Construction zeigt eine solche von Fourneyron gebaute Turbine, welche noch ganz so angeordnet ist, wie dies mit den ersten Motoren dieser Art der Fall war, welche übrigens schon sehr vortheilhaft arbeiteten. Die neue Turbine zeigt als Verbesserung noch einen Diffusor, auf dessen Werth und Zweck weiter unten zurückgekommen werden soll.

Folgendes sind die wesentlichsten Dimensionen und Daten der Berechnung der vorliegenden Turbine:

Gefälle 12 Meter.
Maximale Wassermenge pro Secunde 600 Liter.
Nutzleistung der Turbine 70 Pferde.
Innerer Durchmesser der Turbine 0,770 Meter.
Aeußerer Durchmesser der Turbine 1,020 Meter.
Höhe der Laufradcanäle 0,100 Meter.
Höhe der Laufradcanäle verstellbar durch Schütze.
Diameter des Zuflußrohres zur Turbine 0,750 Meter.
Innerer Diameter des Diffusors 1,050 Meter.
Aeußerer Diameter des Diffusors 1,620 Meter.
Innere lichte Höhe des Diffusors 0,100 Meter.
Aeußere lichte Höhe des Diffusors 0,140 Meter.
Werth der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h} = 15{,}340$ Meter.

Digitized by Google

Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen $0{,}70\sqrt{2\,g\,h} =$ 10,740 Meter.

Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitapparates

$$\triangle = \frac{0{,}600}{0{,}70\sqrt{2\,g\,h}} = 0{,}0560 \text{ Quadramteter.}$$

Anzahl der Leitcanäle 28.

Normale Weite der Leitcanäle 0,020 Meter.

Maximale Höhe der Leitcanäle 0,100 Meter.

Geschwindigkeit am innern Radumfang $0{,}60\sqrt{2\,g\,h} = 9{,}200$ M.

Anzahl der Umdrehungen pro Minute $\frac{60\,.\,9{,}200}{2356} = 234$ Meter.

Normale Weite der Radcanäle 0,017 Meter.

Anzahl der Radcanäle 28.

Winkel der Leitcurven mit dem innern Umfang der Laufräder 15 Grad.

Winkel der Radschaufeln mit dem äußern Umfang der Laufräder $12^1/_2$ Grad.

Da die vorliegende Turbine den veränderlichen Wasserquantitäten entsprechend regulirt werden soll, ist der Leitapparat so eingerichtet, daß die freie Höhe der Leitcanäle veränderlich ist.

Es geschieht die Verminderung der Leitradhöhe dadurch, daß der an der hohen Säule b angebrachte Boden, an welchem die Leitschaufeln b c angegossen sind, durch eine aus Fig. 3 ersichtliche Vorrichtung gehoben wird, während die in die Leitcanäle hineingreifenden Backen d an dem Kranze z befestigt sind. Diese Backen d bilden die obere Begrenzung der Leitcanäle.

Die Canäle des Laufrades sind dagegen nicht veränderlich. Die Regulirung ist somit nicht vollständig, da das aus den in ihrer Höhe reducirten Leitcanälen fließende Wasser die zu hohen Laufradcanäle unregelmäßig durchfließt und das richtige Ueberdruckverhältniß nicht stattfindet. Bei kleinem Wasserstande arbeitet die Turbine somit nicht vortheilhaft, so vorzüglich sie bei voller Beaufschlagung arbeitet.

Was nun die Wirkung des Diffusors g anbelangt, dessen beide Scheiben das Laufrad concentrisch umgeben, so soll derselbe bewirken, daß das aus dem Laufrade fließende Wasser seine radiale Richtung noch eine Zeit lang beibehält, bevor es sich mit dem übrigen Wasser vermischt.

Es wird dadurch, daß der Diffusor vermöge seines außen größern Umfanges und der schiefen Stellung seiner Wände für jeden Radcanal sozusagen eine conisch-erweiterte Ansatzröhre bildet, eine saugende Wirkung

Digitized by Google

auf das im Laufrade befindliche Wasser ausgeübt und ein Theil der mechanischen Arbeit, welche in dem abfließenden Wassor noch enthalten ist, auf das Laufrad übertragen. Denn das im Diffuser befindliche Wasser tritt aus demselben, da dessen äußerer Querschnitt (Umfangsquerschnitt) doppelt so groß ist als der innere Querschnitt, mit einer bedeutend kleinern Geschwindigkeit aus und die dieser Geschwindigkeitsdifferenz entsprechende mechanische Arbeit wird von der Turbine aufgenommen, indem das Wasser das Laufrad schneller durchfließt.

Wie wir wissen, ist der im abfließenden Wasser enthaltene Effect circa vier bis fünf Procent des theoretischen Effectes der Wasserkraft und wenn nun der Austrittquerschnitt des Diffusors (außen) doppelt so groß ist als der innere Querschnitt (Umfangsquerschnitt), so wird der Verlust vermöge der absoluten Ausflußgeschwindigkeit $w = 2^2 = 4$ mal kleiner, d. h. auf 1 bis $1^1/_2$ Procent reducirt.

Der Motor gewinnt somit circa $2^1/_2$ bis $3^1/_2$ Procent an Wirkungsgrad, wenn man von den schädlichen Nebenhindernissen absieht, welche der Diffusor dem Durchfluß des Wassers entgegensetzt. Diese Nebenhindernisse sind allerdings nicht bedeutend, so daß der Diffusor immerhin einen, wenn auch nicht bedeutenden, reellen Nutzen gewährt.

Die Construction der Oberwasserzapfen der Turbine ist aus Fig. 4 ersichtlich.

Es mag noch erwähnt werden, daß die an dem äußern Turbinenmantel z befestigten Leitbacken d den Leitschaufeln b, welche nur an der untern Platte der Rohres b angegossen sind, gleichzeitig einen seitlichen Halt gewähren oder als Führung dienen.

Am äußern Ende des Hebels k Fig. 3, welcher zum Heben und Senken des Leitrades dient, ist ein verzahntes Schneckenradsegment mit Schnecke angebracht, deren nach aufwärts gehende Achse am obern Ende mit einem Handrade versehen ist.

Turbine mit freier Abweichung von Joh. Jakob Rieter & Co. in Winterthur (Schweiz).

(Mit Zeichnungen in $^1/_{10}$ der wirklichen Größe auf Taf. 69 und 70.)

Eine eigenthümliche, dem obgenannten Hause eigene Construction gedrängtester Anordnung bietet die vorliegende Turbine dar. Es ist eine Girardturbine für ein Gefälle von 5,600 Meter und eine ver-

Digitized by Google

änderliche Wassermenge von 150 bis 270 Litern pro Secunde mit einer effectiven Leistung von 14 Pferden.

Die Turbine hat den sehr geringen mittlern Durchmesser von 0,500 Meter bei der verhältnißmäßig großen Breite der Leitcanäle von 100 Millimetern. Turbinenkessel und Zuflußrohr mit Drosselklappengehäuse aus Gußeisen. Turbinenwelle mit Unterwasserzapfen. Schmierbuchs für letztern am Turbinenkessel angeschraubt.

Regulirung der Turbine mit Klappen im obern Theil des Leitrades. Drehzapfen der Klappen auf der innern Seite mit kleinen Kurbeln versehen, welche in einen beweglichen Regulirkranz mit doppelt gebrochener Nuthe nach Fig. 2 Taf. 70 eingreifen. Der Kranz erhält seine Bewegung von Außen durch Handrad und conisches Getriebe.

Der Regulirkranz hat doppelt gebrochene Nuthe, damit die Klappen auf je zwei diametral einander gegenüberliegenden Seiten geöffnet oder geschlossen werden und keine einseitige Beaufschlagung stattfinde.

Eigenthümlich ist die Construction des Unterwasserzapfens, indem das Pfannengehäuse selbst wieder in der Fundamentplatte beweglich ist, indem dessen unteres Ende ein theilweises Kugellager bietet.

Bemerkungen des Verfassers zu vorliegender Turbine. Schreiber dieser Zeilen hält den Durchmesser der Turbine als zu klein gegenüber der großen Kranzbreite und die ganze Construction in unpraktischer Weise zusammengedrängt. Der Motor kann wegen ganz bedeutender Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen bei sonst guter Construction nur einen mittelmäßigen Effect geben.

Die complicirte Anordnung des Unterwasserzapfens ist erfahrungsmäßig unnöthig.

Die zwar vor Unreinigkeiten geschützte, aber auch total unzugängliche Lage des Regulirungsmechanismus im Innern des innern Leitradkranzes ist doch wohl eine allzumißliche Sache.

Digitized by Google

Theorie und Construction der Reactionsturbinen mit radialer Beaufschlagung.

Im bisherigen Verlaufe des Werkes sind außer den reinen Actionsturbinen und den axial beaufschlagten Reactionsturbinen oder Jonvalturbinen keine andern Turbinensysteme einläßlicher behandelt worden.

Es geschah dies aus dem Grunde, weil die übrigen Turbinengattungen mehr und mehr durch die axial beaufschlagten Turbinen verdrängt werden, welche in Bezug auf Anordnung, Aufstellung, leichte Zugänglichkeit u. s. w. gar manche Vortheile bieten. Es giebt in der That keine einfachere und natürlichere Aufstellung einer Turbine, als wenn man wie bei den Jonval- und Girardturbinen mit verticaler Achse die Turbine (Leit- und Laufrad) quer in den vom Obercanal senkrecht in den Untercanal fließenden Wasserstrom einsetzt.

Bei den Turbinen mit radialer Beaufschlagung dagegen (wie bei den Fourneyron'schen Turbinen mit innerer und den Francis-Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung) muß das vom Obercanal niedersinkende Wasser zuerst in die horizontale Richtung abgelenkt werden, bevor es in das Laufrad gelangen kann und es fließt das in der Richtung des Radius aus dem Laufrade austretende Wasser auf dem halben Radumfange in einer Richtung in den Ablaufcanal, welche der eigentlichen Ablaufrichtung des Wassers in dem Canale mehr oder weniger entgegengesetzt ist.

Ueberhaupt ist die Zuleitung des Wassers in eine solche Turbine weniger einfach und sozusagen weniger natürlich als bei den axial beaufschlagten Turbinen.

Bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung tritt das Wasser aus dem ganzen inneren Umfange der Turbine in radialer Richtung gegen die Achse zu aus und durchwühlt und arbeitet sich vollständig todt, so daß von der absoluten Ausflußgeschwindigkeit nichts darauf verwendet wird, die Ablaufgeschwindigkeit aus der Turbinenkammer zu beschleunigen.

Zudem erhalten die Motoren mit äußerer Beaufschlagung sehr bedeutende Dimensionen, wenn man das Wasser nach seinem Ausfluß aus der Turbine mit nicht mehr als $^1/_2$ bis $^2/_3$ Meter Geschwindigkeit aus dem Raume innerhalb der Turbine abfließen lassen will.

Es sind dies alles Nachtheile, welche weniger bei kleinen, sehr wesentlich jedoch bei großen Wassermassen ins Gewicht fallen und welche sicherlich dazu beigetragen haben und es noch ferner werden, diese Beaufschlagungsart der Turbinen mehr und mehr zu verdrängen.

Digitized by Google

Da indessen zur Zeit sowohl in Deutschland als in Frankreich, ganz besonders aber in Amerika noch sehr viele solche Motoren gebaut werden und da bei gewissen schwierigen Localverhältnissen manchmal die Wahl solcher Motoren unausweichlich ist, so sollen dieselben im Nachstehenden einläßlicher betrachtet werden, als dies bisher der Fall war.

Es kommt bei kleinen Gefällen und großen Wasserquantitäten häufig vor, daß wegen schwieriger oder unmöglicher Grundbauten es an der nöthigen Tiefe zwischen Oberwasserspiegel und Sohle der Turbinenkammer fehlt, um bei einer axial beaufschlagten Turbine den nöthigen Raum für das Wasser über dem Leitrade und unter dem Laufrade zu haben.

Bekanntlich darf die Tiefe des Wasserstandes über der obern Leitradebene bei Benutzung großer Wassermassen nicht kleiner sein als 1 Meter, da schon bei dieser Tiefe leicht Wirbel entstehen, die sich manchmal bis auf das Leitrad herunter erstrecken und die gute Wirkung des Wassers in hohem Grade stören. Ebenso muß bei größeren Wassermassen die Tiefe der Sohle der Kammer sich mindestens 1 Meter unter der untern Laufradebene befinden. Die Höhe von Lauf- und Leitrad zusammen beträgt ungefähr $^1/_2$ Meter, so daß mithin bei einer solchen Anlage (bei Wassermengen über 3000 Liter pro Secunde) zwischen Sohle der Kammer und Oberwasserspiegel mindestens ein Raum von $2^1/_2$ Meter bis $3^1/_2$ Meter Tiefe vorhanden sein muß.

Wo dies wegen schwieriger Fundamentbauten nicht erreichbar ist, läßt sich durch Anwendung einer außen beaufschlagten Radialturbine diese Höhe um $^1/_2$ Meter bei 80 Centimeter reduciren, was in manchen Fällen schon ausschlaggebend bei der Wahl des Turbinensystems ist.

Ein Vortheil bei den radial beaufschlagten Turbinen besteht darin, daß bei denselben keine Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen vorhanden sind und die Wirkungsweise des Wassers daher weit regelmäßiger ist.

In den §§ 82 und 83 (Seite 350 und 351) ist bereits Einiges über die radial beaufschlagten Reactionsturbinen erwähnt worden.

I. Theorie der Reactions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung.

Legt man sich die Frage vor, wodurch sich eine radial beaufschlagte Turbine (Fourneyron mit innerer und Francis mit äußerer Beaufschlagung) von einer Jonvalturbine ihrem inneren Wesen nach unterscheidet, so besteht der einzige Unterschied darin, daß bei der Jonvalturbine die Centrifugalkraft das im Laufrade befindliche Wasser zwar gegen den äußeren Begrenzungskranz hindrückt, ohne jedoch einen Einfluß auf die Durchflußgeschwindigkeit auszuüben, d. h. die Sache verhält sich

Digitized by Google

bei der Jonvalturbine gerade so, als ob überhaupt keine Centrifugalkraft auf das Wasser einwirken würde.

Anders liegt jedoch die Sache bei den radial beaufschlagten Turbinen, welche mit Reaction arbeiten.

In diesem Falle, wo das die Radcanäle ganz ausfüllende Wasser entweder am innern oder äußern Umfange in das Laufrad eintritt, wird dasselbe während seines Durchflusses durch das Laufrad im erstern Falle (bei innerm Eintritt) in seiner Bewegung beschleunigt und im zweiten Falle (bei äußerm Eintritt) verzögert und es fallen somit unter sonst gleichen Umständen die Dimensionen der Canäle u. s. w. anders aus, als dies ohne die Einwirkung der Centrifugalkraft der Fall wäre, und umgekehrt wird bei gleich großen Canälen des Laufrades die nöthige Weite der Leitkanäle eine andere werden.

Um diese nöthigen Aenderungen numerisch festzustellen, muß zunächst die Wirkung der Centrifugalkraft näher bestimmt werden.

Wirkung der Centrifugalkraft. Es trete in Fig. 4 Taf. 3 das Wasser mit einer relativen Geschwindigkeit $a\,u = u$ in das Laufrad einer radial von innen beaufschlagten Turbine ein.

Man denke sich nun den Ueberdruck des Wassers in der Spalte vorläufig weg, wobei das den Canal des Laufrades durchströmende Wasser bis zu seinem Austritte eine constante Durchflußgeschwindigkeit beibehält, so lange das Rad sich nicht dreht und die Centrifugalkraft somit nicht zur Wirkung gelangt.

Wenn sich nun das Rad dreht und die Centrifugalkraft zur Wirkung kommt, so wird das den Canal ausfüllende Wasser während seines Durchflusses beschleunigt und es tritt daher am äußern Umfange des Rades mit einer relativen Geschwindigkeit $b\,u_1 = u_1$ aus, welche größer ist als diejenige u, mit welcher es in das Rad eingetreten ist. Diese Beschleunigung ist um so größer, je schneller das Rad sich dreht und je breiter (radial gemessen) die Radkrone ist.

Nennt man in Fig. 4 Taf. 3 die Geschwindigkeit $a\,v$ der Drehung am innern Radumfange $= v_2$, und diejenige $b\,v$ am äußern Radumfange $= v_1$, so ist nach den Lehren der Mechanik zwischen der beschleunigten Austrittsgeschwindigkeit u_1 und der ursprünglichen Eintrittsgeschwindigkeit u folgendes Verhältniß vorhanden:

$$u_1^2 = u^2 + v_1^2 - v_2^2,$$

und es ist somit das beschleunigte

$$u_1 = \sqrt{u^2 + v_1^2 - v_2^2}.$$

Umgekehrt findet, wenn das Wasser am äußern Umfange mit einer relativen Geschwindigkeit u_1 in das Rad eintritt, während seines Durch-

Digitized by Google

flusses in Folge der Centrifugalkraft eine Verzögerung statt und es ist folgendes Verhältniß zwischen u_1 und u vorhanden:

$$u^2 = u_1^2 - v_1^2 + v_2^2,$$

also das verzögerte

$$u = \sqrt{u_1^2 - v_1^2 + v_2^2}.$$

Mittelst dieser Ausdrücke ist die Beschleunigung oder Verzögerung durch die Centrifugalkraft sehr leicht zu bestimmen.

In Wirklichkeit ist bei den Turbinen die Sache nun nicht gar so einfach, weil bei den Reactionsturbinen noch der Ueberdruck im Laufrade hinzukommt, welcher das Wasser (sowohl bei äußerer als bei innerer Beaufschlagung) während des Durchflusses beschleunigt, gerade wie dies bei der Jonvalturbine der Fall ist (man vergleiche Seite 64). Ist, wie bei der Jonvalturbine h das Gefälle und U die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen, so ist der Ueberdruck

$$= h - \frac{U^2}{2g}.$$

Das Wasser ist daher in den radialen Reactionsturbinen bei seinem Austritt aus den Canälen des Laufrades drei verschiedenen Wirkungen ausgesetzt.

Die erste dieser Wirkungen bildet die relative Eintrittsgeschwindigkeit u, mit welcher das Wasser seine Bewegung im Rade beginnt und mit welcher es (die Reibungsverluste bei Seite gesetzt) auch aus dem Rade auszutreten strebt.

Die zweite Wirkung ist diejenige des Spaltenüberdrucks, welcher auf das im Laufrade befindliche Wasser drückt und dasselbe mit einer der Druckhöhe $h - \frac{U^2}{2g}$ entsprechenden Geschwindigkeit aus den Radcanälen zu treiben strebt.

Die dritte Einwirkung ist diejenige der Centrifugalkraft, welche bei innerer Beaufschlagung auf das Wasser eine Beschleunigung und bei äußerer eine Verzögerung ausübt, deren Größe durch den obenstehenden Ausdruck bestimmt ist.

Um nun die schließlich resultirende Endgeschwindigkeit des Wasseraustrittes aus dem Laufrade zu berechnen, hat man die drei obengenannten Einflüsse oder Einwirkungen auf das Wasser zu addiren.

Die Druckhöhe, welche der relativen Eintrittgeschwindigkeit u entspricht, ist $\frac{u^2}{2g}$.

Die Druckhöhe des Spaltendruckes ist $h - \frac{U^2}{2g}$.

Digitized by Google

Die Druckhöhe, welche der Beschleunigung oder Verzögerung durch die Centrifugalkraft entspricht, wird ausgedrückt durch $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$.

Bei der Turbine mit innerer Beaufschlagung summiren sich diese drei Druckhöhen zusammen, d. h. es ist die Summe der Druckhöhen, welche das Wasser aus den Laufradcanälen pressen und welche ausgedrückt wird durch $\frac{u_1^2}{2g}$

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \left(h - \frac{U^2}{2g}\right) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right).$$

Es ergiebt sich somit für die Turbinen mit innerer Beaufschlagung die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Canäle des Laufrades verläßt,

$$u_1^2 = u^2 + 2gh - U^2 + v_1^2 - v_2^2$$

oder

$$u_1 = \sqrt{u^2 + 2gh - U^2 + v_1^2 - v_2^2}.$$

Bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung ist die Druckhöhe, welche der Einwirkung der Centrifugalkraft entspricht, von den beiden übrigen Druckhöhen abzuziehen, d. h. es ist für äußere Beaufschlagung

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \left(h - \frac{U^2}{2g}\right) - \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right)$$

somit

$$u_1^2 = u^2 + 2gh - U^2 - (v_1^2 - v_2^2)$$

und schließlich

$$u_1 = \sqrt{u^2 + 2gh - U^2 - v_1^2 + v_2^2}.$$

Dies ist die ganze Theorie der radial beaufschlagten Reactionsturbinen, denn in allem Uebrigen finden bei diesen Turbinen ganz die gleichen Beziehungen und Vorgänge statt, wie bei den Jonvalturbinen.

Man kann somit die Regeln für die Construction der Jonvalturbinen ganz unverändert für die radial beaufschlagten Turbinen gelten lassen und man hat lediglich den Umstand zu berücksichtigen, daß bei den Turbinen mit innerer Beaufschlagung die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade dem oben gefundenen Ausdrucke entsprechend größer ist und die normale Weite der Radcanäle am Austritt dementsprechend kleiner wird.

Umgekehrt wird bei äußerer Beaufschlagung u_1 kleiner und demgemäß die normale Weite oder überhaupt der Ausflußquerschnitt des Laufrades größer.

Es handelt sich nur noch darum, die Hauptabmessungen passend zu wählen.

Digitized by Google

II. Wahl der Hauptdimensionen radial beaufschlagter Reactionsturbinen.

Bei der Hauptdimension der Turbine, nämlich dem Durchmesser des Motors, hat man zu berücksichtigen, daß derselbe einerseits dem Ausschlußquerschnitt $\triangle$ des Leitrades angepaßt werden muß wie bei der Jonvalturbine und daß andererseits das Wasser der Turbine mit innerer Beaufschlagung in einem Rohre zugeführt werden muß, welches nicht größer sein kann als der innere Durchmesser des Laufrades, wohl aber kleiner angeordnet werden kann.

Da nun aber die Geschwindigkeit des Wassers in diesem cylindrischen Zuführungsraume nicht allzu groß werden darf und $1^1/_2$ bis 2 Meter pro Secunde nicht übersteigen soll, so ist klar, daß der innere Querschnitt dieses Cylinders oder Rohres der Wassermenge proportional sein sollte. Aus diesem letztern Grunde hat Redtenbacher bei Aufstellung seiner Regeln über den Bau dieser Turbinen (man vergleiche Seite 437 und folgende) den innern Durchmesser der Turbine der $\sqrt{Q}$ proportional gemacht, was jedoch nicht stichhaltig ist.

Die neuere Zeit hat diese Regeln verlassen und macht bei kleinern Wassermengen den Durchmesser verhältnißmäßig größer, bei größern Wassermengen dagegen eher kleiner, indem man für die Geschwindigkeit des Wasserzuflusses im cylindrischen Zuführungsraume 2 bis $2^1/_2$ Meter als zulässig erachtet.

Insofern bei einer solchen Turbine die Wasserzuführung keine Schwierigkeit verursacht, ist gar kein Grund vorhanden, dieselbe anders zu dimensioniren als eine Jonvalturbine für dieselben Verhältnisse, nur tritt hier an die Stelle des mittlern Durchmessers der innere Durchmesser des Laufrades als äußerer Durchmesser des Leitrades, an Stelle der radialen Breite der Jonvalturbine die Höhe der radial beaufschlagten Turbine und an Stelle der Höhe der Jonvalturbinenräder die radiale Dimension der Radialturbinen.

Man kann zwar sagen, daß die radial von Innen beaufschlagte Turbine deshalb, weil sie in Folge der beschleunigten Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade kleinere normale Weite der Radcanäle und deshalb kleinere Winkel erhält, auch gleich große Winkel und Weiten wie die Jonvalturbine, aber dafür kleinern Durchmesser erhalten könnte. Dies ist in der That der Fall, allein man zieht es mit Recht vor, den Durchmesser gleich groß zu belassen wie bei der Jonvalturbine und die

Digitized by Google

kleinern Winkel und geringen normalen Weiten der Laufradcanäle am Austritt beizubehalten, weil diese kleinern Winkel vortheilhafter sind, indem sie eine kleinere absolute Ausflußgeschwindigkeit und somit kleinern Austrittverlust im Gefolge haben.

Es ist dies auch deshalb begründet, weil nach § 88 (Seite 405) die innen beaufschlagten Radialturbinen den größten Krümmungswinkel erfordern und daher die größten Reibungsverluste wegen langer und stark gekrümmter Schaufeln haben. Der kleinere Winkel am Radaustritt bei gleich weiten und gleich gewinkelten Canälen des Leitrades wie bei der Jonvalturbine bildet einen Ersatz für den größten Reibungsverlust.

Man giebt daher diesen Turbinen dieselben Winkel, Weiten und (Breiten) Höhen der Leitcanäle wie den Jonvalturbinen und daher auch denselben Durchmesser.

Bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung wird die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 klein, daher auch w verhältnißmäßig klein; doch wird der normale Ausflußquerschnitt größer und es würde auch Winkel y größer, wenn man sich hier nicht einfach dadurch helfen könnte, daß man den größern Austrittquerschnitt durch Ausweitung der Radhöhe nach innen erzielt. Durch diese Ausweitung gelangt man dazu, die größere normale Weite durch größere Höhe der Laufradcanäle am Austritt zu ersetzen und die kleinere normale Weite der Jonvalturbine und den mäßigen Austrittsverlust beizubehalten.

Da diese Turbinen nach § 88 (Seite 405) den kleinsten Krümmungswinkel, d. h. die am wenigsten gekrümmten Schaufeln haben, so sind die Reibungsverluste am kleinsten und die theoretischen Verhältnisse überhaupt die günstigsten.

Fatal ist dagegen der Umstand, daß das Wasser, wie bereits am Anfange dieses Artikels erwähnt, am innern Umfange des Rades sich selbst erst gänzlich todt arbeitet und mit bedeutender Geschwindigkeit in dem innern Raume der Turbine niedersinken muß.

Diese letztere Geschwindigkeit ist allerdings nicht größer, als die Zulaufgeschwindigkeit bei der innen beaufschlagten Turbine vom gleichen Durchmesser, allein in dem cylindrischen Raume des Wassereintritts der letztern Turbine ist das Wasser einer großen Druckhöhe ausgesetzt und geht die Bewegung des Wassers daher ohne Störung und Wirbelung vor sich; bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung dagegen, wo das Wasser in dem innern Raume niederfließt, ist das Wasser gar keiner Druckhöhe unterworfen, es fließt frei in radialer Richtung aus der Turbine und muß plötzlich aus dieser in die verticale Richtung und auch

Digitized by Google

aus dieser wieder sogleich in die horizontale Ablaufrichtung des Canales übergehen.

Daß hierbei eine innere Stauung des Wassers, d. h. eine Verminderung des effectiven Gefälles eintreten muß, liegt auf der Hand. Bei kleinern Wassermengen fällt dagegen dieser Umstand nicht in Betracht.

Bezüglich der Dimensionen der radial beaufschlagten Turbinen muß noch erwähnt werden, daß sich bei denselben keine parallele Begrenzung der austretenden Wasserstrahlen (sowohl beim Lauf- als beim Leitrade) erzielen läßt. Die Canäle werden bei beiden Rädern sanft convergirend und es findet daher ein Ausfluß des Wassers mit Contraction statt. Der Contractions-Coefficient kann beim Leitrad als auch beim Laufrad zu $k = 0{,}90$ angenommen werden, so daß mithin die Summe der normalen Ausflußweiten bei diesen Turbinen um $^{10}/_{9}$ größer ausfällt als dies ohnedies der Fall wäre.

Um die Regeln für die Construction der radialen Turbinen nicht allzu complicirt zu gestalten, ist es passend, die normale Weite der Leit- und Radcanäle, wie überhaupt alle Dimensionen der Turbine so zu wählen, als ob keine Contraction beim Austritt des Wassers aus den Canälen stattfinden würde und sodann die Contraction bei der Berechnung der Höhe der Turbinenräder zu berücksichtigen.

Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung.

(Das Laufrad muß ganz ins Unterwasser eintauchen.)

Es bezeichne:

- Q die Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde.
- h das effective Gefälle in Metern.
- D den mittlern Durchmesser der Turbine, welcher gleich ist dem innern Durchmesser $2R_2$ des Laufrades und dem äußern Durchmesser des Leitrades. Es ist also $D = 2R_2$.
- $\triangle$ die Summe der wirklich freien Ausflußquerschnitte aller Leitcanäle, wobei die Verengung durch die Radschaufelkanten nicht berücksichtigt ist.
- b die lichte Höhe der Leitcanäle an der Austrittstelle.
- b_1 die lichte Höhe der Laufradcanäle an der Austrittstelle.
- d_1 die radiale Breite des Laufrades.
- d die radiale Breite des Leitrades.

Digitized by Google

a den Winkel der Leitschaufeln mit dem äußern Umfange des Leitrades.

γ den Winkel der Laufradschaufeln mit dem äußern Umfange des Laufrades.

β den Winkel der Laufradschaufeln mit den innern Umfange des Laufrades.

U die effective Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen.

u_1 die effective relative Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Laufradcanälen.

u die relative Eintrittgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad.

v_1 die vortheilhafteste Geschwindigkeit am mittlern Radumfange vom Durchmesser $D = 2\,R\,2$.

v_1 dieselbe Geschwindigkeit am äußern Radumfange.

s die normale Weite der Leitcanäle am Austritt.

s_1 die normale Weite der Laufradcanäle am Austritt.

i die Anzahl Leitschaufeln.

i_1 die Anzahl Laufradschaufeln.

t die Schaufeltheilung des Leitrades am äußern Umfang.

t_1 die Schaufeltheilung des Laufrades am äußern Umfang.

h_1 die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit U erzeugt.

h_2 die Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit u_1 erzeugt.

$h_3 = h - \frac{U^2}{2g} = h - h_1$ den Spaltenüberdruck.

Anmerkung. Damit das Wasser die Turbinenräder in jedem Theil ihrer Höhe mit der nämlichen Geschwindigkeit durchfließe, ist es nothwendig, daß dieselben ganz in das Unterwasser eintauchen.

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h.

(Für Wassermengen von 5 bis 10 Cubikmeter pro Secunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 3 Metern.)

$$U = 0{,}67\sqrt{2\,g\,h}.$$

$$\text{Freies } \Delta = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,h}}$$

$$2\,R\,2 = D = 2\sqrt{\frac{Q}{U}} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}}$$

Digitized by Google

d_1 = Kranzbreite des Laufrades. d_1 erhält bei verschiedenen Werthen von $2R2 = D$ passend folgende Größe:

für D oder $2R2 = 1{,}400,\ 1{,}500,\ 1{,}650,\ 1{,}800,\ 2{,}00,\ 2{,}250,\ 2{,}500$ m
wird $d_1 = 0{,}250,\ 0{,}260,\ 0{,}280,\ 0{,}300,\ 0{,}320,\ 0{,}340,\ 0{,}360$ „

$$d = d_1.$$

Aeußerer Durchmesser der Turbine $2R_1 = D + 2d_1$.

Winkel $a = 20$ bis 24 Grad.

Winkel $\beta = 90$ Grad.

Winkel $y = 12$ bis 18 Grad.

$v_2 = U \cos a.$

$$v_1 = v_2 \frac{2R1}{2R2}.$$

$$h_2 = 0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

$$u_1 = \sqrt{2gh2} = \sqrt{\left(0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right) 2g}.$$

$t = 230$ bis 300 Millimeter;

aus t ergiebt sich $i = \frac{D\pi}{t} = \frac{D \cdot 3{,}1416}{t}$.

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\ i$.

Totales $s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke. Schaufeldicke (Gußeisen) = 12 bis 18 Millimeter.

Wirkliches freies $s = s - 2^1/_2$ bis 3 Millimeter (wegen Verengung durch Radschaufelkanten).

Anzahl Umdrehungen

$$n = \frac{60\,v_2}{D\pi} \text{ pro Minute.}$$

Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers aus dem Leitrad $k = 0{,}90$.

Lichte Höhe des Leitrades an der Austrittstelle

$b = \frac{\Delta}{k \cdot s \times i}$; $b_1 = b + 10$ Millimeter (dabei ist für s das wirklich freie reducirte s zu setzen).

Wasserverlust durch den Spalt = 3 Procent im Mittel.

$s_1 = \frac{6{,}97\,Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot k_1}$, wobei dieselbe Contraction $k_1 = 0{,}9$ wie beim Leitrad angenommen ist.

Digitized by Google

Genauer Werth des Winkels y

$$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t_1};$$

Schaufeldicke 12 bis 15 Millimeter für Gußschaufeln.
Schaufeldicke 6 bis 10 Millimeter für Blechschaufeln.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

(Für Wassermengen von 1 bis 5 Cubikmeter pro Secunde und Gefälle von $1\frac{1}{2}$ bis 8 Metern.)

$$U = 0{,}67 \sqrt{2\,g\,h}.$$

$$\text{Freies } \triangle = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,h}}.$$

$$2\,R\,2 = D = 2{,}5\sqrt{\triangle} \text{ bis } 3\sqrt{\triangle}.$$

d_1 erhält für verschiedene Werthe von D passend folgende Werthe:
für $D = 1{,}000,\ 1{,}200,\ 1{,}300,\ 1{,}400,\ 1{,}500,\ 1{,}650,\ 1{,}800$ Meter
wird $d_1 = 0{,}200,\ 0{,}230,\ 0{,}240,\ 0{,}250,\ 0{,}260,\ 0{,}280,\ 0{,}300$ Meter.

$$d = d_1.$$

Winkel $a = 16$ bis 20 Grad.
Winkel $y = 11$ bis 16 Grad.
Winkel $\beta = 90$ Grad.
$y = 10$ bis 14 Grad.

$$h\,2 = 0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g}.$$

$$t = \frac{D}{9} \text{ bis } \frac{D}{11}.$$

$$i = \frac{D\,\pi}{t}.$$

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\,i$.
Schaufeldicke 12 bis 18 Millimeter.
Totales $s = (t \sin . a) -$ Schaufeldicke.
Verengung des Austrittsquerschnittes der Leitcanäle durch die Radschaufelkanten (des Laufrades) = 2 bis 3 Millimeter bei Gußschaufeln.
Wirkliches freies $s = (t . \sin a) -$ Schaufeldicke $- 2$ bis 2 Millimeter.
Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute

$$n = \frac{60\,v_2}{3{,}1416\,D}.$$

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem Leitrade $= k = 0{,}90$.

Digitized by Google

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrade $= k_1 = 0{,}90$.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot s \cdot i}; \quad b_1 = b + 10 \text{ Millimeter.}$$

Dabei ist für s das wirklich freie (reducirte) s zu setzen.

Wasserverlust durch den Spalt im Mittel 3 Procent.

$$s_1 = \frac{0{,}97\,Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot k_1}.$$

$$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t_1}.$$

Schaufeldicke 10 bis 15 Millimeter für Gußschaufeln.
Schaufeldicke 6 bis 10 Millimeter für Blechschaufeln.

III. Kleine Wassermengen und größere Gefälle.

$$U = 0{,}67 \sqrt{2\,g\,h}.$$

$$\text{Freies } \Delta = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}67 \sqrt{2\,g\,h}}.$$

$$D = 3 \text{ bis } 4 \sqrt{\Delta}.$$

Die Kranzbreite des Laufrades erhält für verschiedene Größe von D folgende Werthe:

für $D = 0{,}750,\ 0{,}900,\ 1{,}000,\ 1{,}100,\ 1{,}200$ Meter
wird $d_1 = 0{,}170,\ 0{,}190,\ 0{,}200,\ 0{,}215,\ 0{,}230$ Meter.

Aeußerer Durchmesser $= D + 2\,d_1$.

$a = 15$ bis 18 Grad.

$\beta = 90$ Grad.

$y = 10$ bis 12 Grad.

$$h_2 = 0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g}.$$

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,h}\,2.$$

$$t = \frac{D}{11} \text{ bis } \frac{D}{12}.$$

$$i = \frac{D \cdot 3{,}1416}{t}.$$

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\,i$.

Schaufeldicke 10 bis 15 Millimeter für Gußschaufeln.
Schaufeldicke 5 bis 8 Millimeter für Blechschaufeln.

Digitized by Google

Totales $s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke.

Verengung des Austrittquerschnittes der Leitcanäle durch die Schaufelkanten des Laufrades:

für Gußschaufeln 2 bis $2^1/_2$ Millimeter,
für Blechschaufeln 1 bis 2 Millimeter.

Wirkliches freies $s = (t \,.\, \sin a)$ — Schaufeldicke — Verengung durch Kanten des Laufrades.

Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute

$$u = \frac{60 \,.\, v_2}{3{,}1416\, D}.$$

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus den Leitcanälen $k = 0{,}90$.

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrad $k_1 = 0{,}90$.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, s \,.\, i}; \quad b_1 = b + 8 \text{ Millimeter},$$

wobei für s der wirklich freie (reducirte) Werth zu setzen ist.

Wasserverlust durch den Spalt im Mittel $1^1/_2$ bis 2 Procent.

$$s_1 = \frac{0{,}98\, Q}{u_1 \,.\, b_1 \,.\, i_1 \cdot k_1}.$$

$$\sin \,.\, y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t_1}.$$

Schaufeldicke 10 bis 13 Millimeter für Gußschaufeln.
Schaufeldicke 5 bis 7 Millimeter für Blechschaufeln.

Bemerkungen zu den obigen Regeln. Unter dem Werth von $\triangle$ ist in den obigen Ausdrücken der wirklich freie Werth der Austrittsquerschnitte verstanden; welcher wegen der Contraction und der Verengung durch die Kanten des Laufrades noch der Vergrößerung bedarf. Diese Vergrößerung ist in den obigen Regeln berücksichtigt und zwar bei der Bestimmung der Radhöhe, welche als Correcturgröße der Ausflußquerschnitte des Leitrades dient, da diese für die praktische Brauchbarkeit der gegebenen Regeln am zweckmäßigsten ist.

Die nachstehenden Beispiele bieten alle nöthigen Anhaltepunkte für die Berechnung der radialen Turbinen mit innerer Beaufschlagung.

Erwähnt mag noch werden, daß für ganz große Gefälle und kleine Wassermengen Reactionsturbinen nicht mehr gebaut werden.

Digitized by Google

Beispiele über die vollständige Berechnung der Reactionsturbinen mit innerer radialer Beaufschlagung.

Beispiel 1. Es soll eine Reactionsturbine mit radialer innerer Beaufschlagung gebaut werden für ein Gefälle von 1,500 Meter und eine Wassermenge von 5000 Litern pro Secunde.

$$Q = 5{,}000 \text{ Cubikmeter} \quad h = 1{,}500 \text{ Meter.}$$

$$\sqrt{2gh} = 5{,}425 \text{ Meter.}$$

Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}670\sqrt{2gh} = 3{,}634$ pro Secunde.

$$\text{Freies } \Delta = \frac{5}{0{,}67\sqrt{2gh}} = 1{,}375 \text{ Quadratmeter.}$$

Mittlerer Durchmesser der Turbine

$$D = 2\sqrt{\Delta} = 2\sqrt{1{,}375} = 2{,}340 \text{ Meter,}$$

wofür zu nehmen als Abrundung $D = 2{,}300$ Meter.

Radiale Kranzbreite des Laufrades $d_1 = 0{,}350$ Meter.

Aeußerer Durchmesser des Laufrades

$$2{,}300 + 2 \times 0{,}350 = 3{,}000 \text{ Meter.}$$

Durchmesser des cylindrischen Raumes für den Eintritt des Wassers in das Leitrad gleich dem mittlern Durchmesser der Turbine 2,300 M.

Querschnitt dieses cylindrischen Raumes

$$0{,}7854 \,.\, 2{,}300^2 = 4{,}30 \text{ Quadratmeter.}$$

Geschwindigkeit des Wassers in diesem Raume

$$\frac{5}{4{,}30} = 1{,}163 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Vorläufige (probeweise angenommene) Schaufeltheilung des Leitrades am äußern Umfang des Rades

$$t = \frac{D}{9} = \frac{2{,}300}{9} = 0{,}255 \text{ Meter.}$$

Ungefähre Schaufelzahl oder Anzahl Leitcanäle

$$i = \frac{3{,}1416 \,.\, 2{,}300}{0{,}250} = 28{,}3, \text{ wofür zu nehmen } i = 30.$$

Es wird somit die definitive Theilung

$$t = \frac{3{,}1416 \,.\, 2{,}300}{30} = 240{,}8 \text{ Millimeter.}$$

Leitschaufeldicke 15 Millimeter.

Winkel $a = 22$ Grad.

Digitized by Google

Totale normale Weite s der Leitcanäle $s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke $(240{,}8 \cdot 0{,}3746) - 15 = 90 - 15 = 75$ Millimeter.

Verengung dieser normalen Weite durch die Schaufelkanten des Laufrades 2 Millimeter.

Daher wirklich freie normale Weite s der Leitcanäle 73 Millimeter.

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem Leitrade $k = 0{,}90$.

Lichte Höhe der Leitcanäle

$$b = \frac{\triangle}{k \cdot s \cdot i} = \frac{1{,}375}{0{,}9 \cdot 30 \cdot 0{,}073} = 0{,}679 \text{ Meter.}$$

Lichte Höhe des Laufrades

$$b_1 = b + 10 \text{ Millimeter} = 0{,}689 \text{ Millimeter.}$$

Die Turbine erhält einen Zwischenkranz, d. h. 2 Radkronen wegen größerer Solidität.

Geschwindigkeit am innern Umfange des Laufrades vom Durchmesser $D = 2{,}300$ Meter.

$$v_2 = U \cos a = 3{,}634 \cdot 0{,}927 = 3{,}368.$$

Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine

$$u = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 3{,}368}{2{,}30 \cdot 3{,}1416} = 28 \text{ pro Minute.}$$

Geschwindigkeit am äußern Radumfang

$$v_1 = v_2 \frac{R_1}{R_2} = 3{,}368 \frac{3{,}000}{2{,}300} = 4{,}393 \text{ Meter.}$$

Druckhöhe $h_2 = \frac{u_1^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Canälen des Laufrades erzeugt:

$$h_2 = 0{,}449\, h + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right) = 0{,}673 + \frac{4{,}393^2 - 3{,}368^2}{19{,}6} = 1{,}079 \text{ m}$$

$$u_1 = \sqrt{2\, g\, h^2} = \sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}079} = 4{,}64 \text{ Meter} = 0{,}855 \sqrt{2\, g\, h}.$$

Anzahl Schaufeln oder Canäle des Laufrades $i_1 = 1{,}25\, i = 1{,}25 \cdot 30 = 37\,{}^1/_2$, wofür zu nehmen $i_1 = 36$.

Schaufeltheilung des Laufrades am äußern Umfange

$$t_1 = \frac{3 \cdot 3{,}1416}{36} = 262 \text{ Millimeter.}$$

Normale Weite der Laufradcanäle

$$s_1 = \frac{0{,}97\, Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot k_1} = \frac{0{,}97 \cdot 5}{4{,}64 \cdot 0{,}689 \cdot 36 \cdot 0{,}9} = 50 \text{ Millimeter.}$$

Schaufeldicke 15 Millimeter.

Digitized by Google

Zur Bestimmung des Austrittswinkels y hat man $t_1 \sin y = s_1 +$ Schaufeldicke $= 50 + 15 = 65$.

$\sin y = \frac{65}{262} = 0{,}247$, welchem Sinne der Winkel $14^1/_2$ Grad entspricht.

Um nun die Construction auf ihre Richtigkeit zu prüfen, hat man nur nachzusehen, wie sich die oben gefundene Umfangsgeschwindigkeit $v_1 = 4{,}393$ Meter zu derjenigen verhält, welche sich bei radial gerichteter absoluter Ausflußgeschwindigkeit w aus u_1 und y ergiebt.

Es ist nämlich $v_1 = u_1 \cos y = 4{,}64 \,.\, 0{,}968 = 4{,}491$ Meter pro Secunde.

Der Unterschied zwischen diesem und dem oben gefundenen Werthe von v_1 ist so gering, daß er vernachlässigt werden kann, da ungeachtet dessen w nahezu radiale Richtung erhält.

Beispiel 2. Es ist eine Reactionsturbine mit radialer innerer Beaufschlagung zu construiren für ein Gefälle von 4,2 bis 4,7 Meter und eine Wassermenge von 4500 Liter pro Secunde.

Für die Berechnung der Dimensionen ist das kleinere Gefälle maßgebend.

Es ist $\sqrt{2\,g\,h} = 9{,}078$ Meter.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade

$U = 0{,}67 \sqrt{2\,g\,h} = 0{,}67 \,.\, 9{,}078 = 6{,}082$ Meter pro Secunde.

Der wirklich freie Ausflußquerschnitt des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{4{,}500}{6{,}082} = 0{,}73980 \text{ Quadrateter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine

$D = 2{,}5 \sqrt{\Delta} = 2{,}091$ Meter oder rund $\Delta = 2{,}100$ Meter.

Durchmesser des innern cylindrischen Raumes, in welchem das Wasser der Turbine zufließt $D = 2{,}100$ Meter.

Querschnitt dieses cylindrischen Rohres

$$0{,}7854 \,.\, 2{,}100^2 = 3{,}463 \text{ Quadratmeter.}$$

Geschwindigkeit des Wasserzuflusses in diesem Raume

$$\frac{4{,}500}{3{,}463} = 1{,}290 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Radiale Kranzbreite des Laufrades $d_1 = 320$ Millimeter.

Aeußerer Durchmesser der Turbine $2 \,.\, 0{,}320 + 2{,}100 = 2{,}740$ Meter.

Probeweise Theilung am äußern Leitradumfang

$$t = \frac{D}{9} = \frac{2{,}100}{9} = 0{,}233 \text{ Meter.}$$

Digitized by Google

Schaufelzahl des Leitrades

$$i = \frac{6597}{233} = \text{circa } 28, \text{ wofür zu nehmen } i = 30.$$

Definitive Schaufeltheilung

$$t = \frac{6597}{30} = 0{,}220 \text{ Meter.}$$

Dicke der Leitschaufeln an der Austrittstelle 15 Millimeter Gußeisen.

Winkel $a = 18$ Grad.

$\sin a = 0{,}309.$

$\cos = 0{,}951.$

REESE LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF

Totale normale Weite der Leitcanäle

$s = (t \sin a) -$ Schaufeldicke $= (220 \,.\, 0{,}309) - 15 = 53$ Millimeter.

Verengung der Leitcanäle durch die Schaufelkanten des Laufrades 3 Millimeter.

Daher wirklich freie Weite $s = 50$ Millimeter.

Höhe des Leitrades im Licht

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, \text{freies } s \,.\, i} = \frac{0{,}7398}{0{,}9 \,.\, 0{,}050 \,.\, 30} = 0{,}555 \text{ Meter.}$$

Höhe des Laufrades im Licht $b_1 = 0{,}570$ Meter.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang $D\,\pi$.

$v_2 = U \,.\, \cos a = 6{,}082 \,.\, 0{,}951 = 5{,}784$ Meter.

Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute

$$\frac{60 \,.\, 5{,}784}{6597} = 52{,}6 \text{ pro Minute.}$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit am äußern Radumfang

$$v_1 = v_2 \frac{2740}{2100} = 7{,}547 \text{ Meter.}$$

Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1

$$h\,2 = 0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g} = (0{,}449 \,.\, 4{,}2) + \frac{5{,}547^2 - 7{,}784^2}{19{,}6}$$

$$= 3{,}485 \text{ Meter.}$$

$$u_1 = \sqrt{h\,2 \,.\, 2\,g} = \sqrt{3{,}485 \,.\, 19{,}6} = 8{,}250 \text{ Meter.}$$

Anzahl der Laufradcanäle $i_1 = 1{,}2\,i = 36.$

$k_1 = k = 0{,}90.$

Wasserverlust durch die Spalte 3 Procent.

Normale Weite der Canäle des Laufrades am Austritt

$$s_1 = \frac{0{,}97\,Q}{k_1 \,.\, u_1 \,.\, b_1 \,.\, i_1} = \frac{0{,}97 \,.\, 4{,}500}{0{,}9 \,.\, 8{,}250 \,.\, 0{,}57 \,.\, 36} = 28{,}7,$$

oder rund 29 Millimeter.

Digitized by Google

Schaufelbicke 15 Millimeter.

$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufelbicke}}{t_1} = \frac{29 + 15}{239} = 0{,}184$, welchem sinus Winkel $10^{1}/_{2}$ Grad entspricht.

Ist die Construction richtig, so ist w radial und es muß sein $v_1 = u_1 \cos y = 8{,}25 \,.\, 0{,}983 = 8{,}110$ Meter, was mit dem oben gefundenen Werthe $v_1 = 7{,}547$ nicht ganz stimmt, jedoch, wie man leicht durch Aufzeichnen oder durch Rechnung findet, keine Abweichung der Richtung w von über 7 Grad von der radialen zur Folge hat.

Beispiel 3. Für eine Wassermenge von 1300 bis 1500 Litern pro Secunde und ein Gefälle von $8^{1}/_{2}$ bis 9 Metern ist eine radial von innen beaufschlagte Reactionsturbine zu construiren.

Für die Bestimmung der Dimensionen ist die größte Wassermenge bei dem kleinsten Gefälle maßgebend.

Es ist also $h = 8{,}500$ Meter; $Q = 1.500$ Cubikmeter; $\sqrt{2gh} = 13{,}000$ Meter.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus den Leitcanälen ist

$U = 0{,}67 \sqrt{2gh} = 0{,}67 \,.\, 13{,}00 = 8{,}710$ Meter pro Secunde.

Der wirklich freie Ausflußquerschnitt aller Leitcanäle ist

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{1{,}500}{8{,}710} = 0{,}1722 \text{ Quadratmeter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3{,}5 \sqrt{\Delta} = 3.5 \sqrt{0{,}1722} = 1{,}445 \text{ Meter,}$$

wofür man wählt $D = 1{,}450$ Meter.

Kranzbreite, radiale, des Laufrades 0,250 Meter.

Aeußerer Durchmesser des Laufrades

$$2 \,.\, 0{,}250 + 1{,}45 = 1{,}950 \text{ Meter.}$$

Durchmesser des cylindrischen Raumes, durch welchen das Wasser der Turbine zufließt $D = 1{,}450$ Meter.

Querschnitt dieses Raumes 1,651 Quadratmeter.

Geschwindigkeit des Wasserzuflusses in diesem Raume

$$\frac{1{,}500}{1{,}651} = 0{,}908 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Theilung des Leitrades am äußern Umfang

$$t = \frac{D}{10} = 145 \text{ Millimeter.}$$

Anzahl der Leitschaufeln circa $\frac{D\pi}{t} = 31{,}4$, wofür zu nehmen $i = 30$.

Digitized by Google

Definitive Schaufeltheilung

$$\frac{D\,\pi}{i} = 151{,}8 \text{ Millimeter.}$$

Dicke der Gußschaufeln 10 Millimeter.

Winkel $a = 15$ Grad.

$\sin a = 0{,}2588.$

$\cos a = 0{,}966.$

Totale normale Weite

$s = (t \sin a) -$ Schaufeldicke $= (151{,}8 \,.\, 0{,}2588) - 10 = 29{,}3$ Millim.

Verengung der Leitcanalweite durch die Schaufelkanten des Laufrades 1,3 Millimeter.

Daher wirklich freie normale Weite der Leitcanäle $s = 28$ Millim.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, \text{freies } s \,.\, i} = \frac{0{,}1722}{0{,}9 \,.\, 0{,}028 \,.\, 30} = 0{,}227 \text{ Millimeter.}$$

Lichte Laufradhöhe $b_1 = b + 10 = 0{,}237$ Meter.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang vom Durchmesser D

$$v_2 = U \cos a = 8{,}71 \,.\, 0{,}966 = 8{,}413 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Anzahl Umdrehungen der Turbine

$$n = \frac{60 \,.\, v_2}{D \,.\, 3{,}1416} = \frac{60 \,.\, 8{,}413}{1{,}450 \,.\, 3{,}1416} = 110{,}8 = \text{abgerund. } 111 \text{ pro Minute.}$$

Geschwindigkeit am äußern Radumfange

$$v_1 = 8{,}413 \frac{1{,}950}{1450} = 11{,}314 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Druckhöhe h 2, welche die relative Ausflußgeschwindigkeit aus den Laufradcanälen erzeugt,

$$h\,2 = 0{,}449\,h + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g} = 0{,}449 \,.\, 8{,}5 + \frac{11{,}314^2 - 8{,}413^2}{19{,}6}$$

$$= 6{,}720 \text{ Meter.}$$

Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,h\,2} = \sqrt{19{,}6 \,.\, 6{,}720} = 11{,}48 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Anzahl Laufradcanäle $i_1 = 1{,}2\,i = 36.$

Schaufeltheilung des Laufrades am äußern Umfange

$$t_1 = \frac{6126}{36} = 170 \text{ Millimeter.}$$

Contractionscoefficient für den Wasseraustritt aus dem Laufrade

$$k_1 = 0{,}90.$$

Wasserverlust durch die Spalte 3 Procent.

Digitized by Google

Normale Weite der Laufradcanäle

$$s_1 = \frac{0{,}97\,Q}{k_1 \,.\, u_1 \,.\, b_1 \,.\, i_1} = \frac{0{,}97 \,.\, 1{,}500}{0{,}9 \,.\, 11{,}48 \,.\, 0{,}237 \,.\, 36} = 0{,}0165 \text{ Meter.}$$

Schaufeldicke 8 Millimeter beim Austritt aus dem Laufrad.

$$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{\text{Theilung}} = \frac{0{,}0165 + 8}{0{,}170} = \frac{0{,}0245}{0{,}170} = 0{,}1411,$$

welchem Sinne der Winkel $y = 8$ Grad 10 Minuten entspricht.

Die Construction ist richtig, wenn $v_1 = u_1 \cos y$.

Es ist $u_1 \cos y = 11{,}48 \,.\, 0{,}989 = 11{,}350$ Meter pro Secunde; v_1 wurde oben gefunden zu 11,350 Meter. Diese beiden Werthe stimmen sehr gut überein, d. h. es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit w radial gerichtet.

Die Regeln für die Construction der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung folgen nach dem Artikel „Amerikanische Turbinen".

Digitized by Google

Amerikanische Turbinen.

Es ist in neuerer Zeit viel Lärm mit den amerikanischen Turbinen gemacht worden. Der Verfasser dieses hat allen Respect vor derjenigen Eigenschaft des amerikanischen Volkes, vermöge welcher dasselbe weniger auf theoretischen Speculationen herumreitet, als vielmehr auf dem Wege der Praxis irgend ein vorgestecktes Ziel zu erreichen sucht. Der Verfasser verabscheut dagegen die ungeheure Blasirtheit und Erbärmlichkeit, mit welcher im Allgemeinen die Leistungen der Amerikaner oder überhaupt Ausländer in Deutschland bis in den Himmel erhoben werden, obwohl manchmal gar erschrecklich wenig hinter dem großen Spectakel nachkommt, mit welchem jede kleinliche und manchmal nichts weniger als praktische amerikanische Neuerung auf dem Markt eingeführt wird.

Ich erinnere nur an die Schundwaare geringster Qualität, welche in ganz neuster Zeit als amerikanische Originalconstructionen im Gebiete des Mühlenbaues, Werkzeugbaues und des Turbinenbaues zu hohen Preisen bei uns eingeführt und mit knabenhafter Gier aufgekauft, um 50 Procent höher bezahlt werden, als gediegene inländische Fabrikate in weit soliderer Ausführung und größerer Leistungsfähigkeit.

Doch die Welt will eben betrogen sein! —

Es soll durchaus nicht bestritten werden, daß in Amerika nicht auch gute Turbinen gebaut werden, namentlich wie solche für die dortige Verwendung passend sind. Allein im Allgemeinen befindet sich der Turbinenbau in Amerika noch auf einer ziemlich wenig entwickelten Stufe und zwar eben deshalb, weil eine Turbine nun einmal durchaus nach mathematischen Principien construirt werden muß und die Theorie bei keiner Maschine mehr zur Geltung gelangt und gelangen muß, als bei einer Turbine.

Eine Turbine ist ein durchaus mathematisches Werkzeug und ohne Theorie tappt man bei den Turbinen total im Dunkeln herum.

Die Turbine gehört zu einer der wenigen Maschinen, welche nicht auf dem Wege des Versuchens, sondern mit Hülfe theoretischer Betrachtungen erfunden worden ist und sich auf demselben Wege entwickelt hat. Die Turbine ist sozusagen theoretisch erfunden und bis auf die neueste Zeit theoretisch fortentwickelt worden.

Digitized by Google

Beobachtet man die Schaufelconstructionen amerikanischer Turbinen, die Dimensionenverhältnisse der Turbinenräder sowie deren Regulirmechanismen, so findet man bei den meisten derselben bald, daß die Leistung nicht anders als eine mittelmäßige sein kann. Es sind dies meistentheils Turbinen mit äußerer Beaufschlagung, mit Reaction arbeitend, mit ungewöhnlich großer Schaufeltheilung und verhältnißmäßig großer Kranzhöhe bei viel zu kleinen Durchmessern. Die Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen sind hier auch vorhanden, und die ungewöhnlich hohen, auf die marktschreierische amerikanische Weise angekündigten Nutzleistungen dieser Motoren sind größtentheils eitel Trug und Schwindel, obwohl es nebenbei einige wenige amerikanische Häuser giebt, welche allerdings gute Turbinen bauen. Wir wollen uns nicht darauf einlassen, alle diese verschiedenen amerikanischen Constructionen hier näher zu betrachten und uns auf eine kurze Beschreibung der als die besten anerkannten amerikanischen Constructionen beschränken.

Die Turbine von Risdon. Fig. 2 Tafel 35 ist die äußere Ansicht und Fig. 3 ein Verticalschnitt einer Risdonturbine, welche zu den besten amerikanischen Constructionen gehört. Es ist eine radial von außen beaufschlagte Reactionsturbine, bei welcher jedoch das Wasser während des Durchflusses durch das Laufrad die Ablenkung von der horizontalen in die verticale Richtung erleidet, da die Laufradcanäle im Verticalschnitt einen Bogenwinkel bilden, so daß das horizontal eintretende Wasser das Laufrad parallel der Achse verläßt.

Diese doppelte und in einer Richtung sehr starke Ablenkung des Wassers im Innern des Laufrades ist schon eine recht mißliche Sache.

Bezüglich der Regulirung ist die Turbine ähnlich den Fourneyron'schen construirt. Die Leitschaufeln sind nämlich nur fliegend an dem obern Kranz des Leitrades angegossen und durchdringen die Platte p, welche in verticaler Richtung beweglich ist und innen einen verticalen cylindrischen Kranz trägt, welcher zwischen Lauf- und Leitrad sich mit der Platte auf- und niederschieben läßt. Diese horizontale und verticale Ringschütze wird nun gehoben und gesenkt mittelst der Zugstangen k und g und mittelst der um die Achsen h drehbaren Hebel l.

Die Hebel, an welchen außerhalb die Zugstangen der Schütze angreifen, tragen an ihrem innern Ende verzahnte Segmente, in welche eine gemeinschaftliche Schnecke eingreift, an deren Welle oben das Handrad angebracht ist, durch welches das Reguliren erfolgen oder auf dessen Welle der Regulator (falls ein solcher vorhanden) einwirken soll.

Es sind im Ganzen vier Zugstangen vorhanden und haben je zwei Hebel solcher Stangen eine gemeinschaftliche Achse h, wobei der eine

Digitized by Google

Hebel das verzahnte Segment und der andere ein Gegengewicht f trägt, welches das Gewicht der Zugstangen und der Schütze ausbalancirt, so daß deren Heben und Senken mehr gleichschwer erfolgt.

Auf welche praktische (?) Weise der Turbinenbau in Amerika betrieben wird, zeigt der Umstand, daß die Fabrik, bevor sie bei der vorliegenden Construction angelangt ist, vorher zwei verschiedene Systeme von um Bolzen drehbare Leitschaufelapparate, neun verschiedene Sorten von Registern, fünf Methoden, die Laufradzellen statt die Leitcanäle zu verengen, sechzehn Sorten von Cylinderschützen und acht verschiedene Arten von Rädern probirt hat, von welchen vierzig verschiedenen Constructionen die vorliegende nach Fig. 2 und 3 Taf. 35 die beste und vollkommenste sein soll.

Eine solche Praxis soll der Teufel holen!

Wenn hier zu Lande ein Constructeur so ohne alles Nachdenken ins Blaue hinein darauf los laboriren würde, möchte man denselben wohl schon bei der dritten Construction mit Recht zum Kukuk jagen.

Da hätte Herr Risdon seine „Erfindung" bei uns viel billiger haben können, wenn er acht Tage im ersten besten deutschen Buche über Turbinen nachstudirt hätte. Dies hindert jedoch nicht, daß diese plumpen und unvollkommenen amerikanischen Constructionen (die erste von Fourneyron gebaute Turbine war ebenso vollkommen und in weit besseren Dimensionenverhältnissen construirt als die Risdonturbine) von vielen unserer Industriellen gewaltig angestaunt werden, weil die guten Amerikaner, auf die Schwachheit der menschlichen Natur rechnend, über 90 Procent Wirkungsgrad garantiren, d. h. gründlich über die Schnur hauen!

Die nachstehende Tabelle enthält einige Angaben über die Resultate der Bremsversuche, welche mit Risdonturbinen von James Emerson in Holyoke angestellt worden sind. Die erste Turbine war mit einem Diffusor versehen, die zweite dagegen nicht.

Ueber die Art der Wasservermessung ist nichts Näheres angegeben.

Die zweite der folgenden Tabellen enthält die vom Hause Risdon angegebenen Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Turbinen für verschiedene Gefälle und Wasserquantitäten.

Die angegebenen Maße sind englische.

Digitized by Google

Tabelle über die Bremsversuchs-Resultate mit einer verbesserten Risdonturbine nach Fig. 2 und 3 Tafel 35.

Versuche mit Diffusor.

Verhältniß der Leistung der Turbine	Verhältniß der consumirten Wassermengen	Revolution pro Minute	Pferdekraft	Fuß Gefälle	Cubikfuß Wasser per Secunde	Procent Wirkungsgrad
—	—	190	57,86	18,37	1863	0,8943
—	—	184	58,52	18,37	1880	0,8965
—	—	180	58,90	18,36	1886	0,9018
1,00	1,00	176,5	59,36	18,37	1895	0,9020
—	—	171	59,07	18,36	1901	0,8954
—	—	166,5	59,03	18,36	1898	0,8962
—	—	174	59,31	18,37	1893	0,9021
—	—	178,5	59,22	18,38	1889	0,9023
0,95	$\frac{95}{100}$	174,5	58,25	18,44	1846	0,9053
0,90	0,92	171,5	54,56	18,49	1746	0,8954
0,86	0,87	174,5	52,35	18,53	1684	0,8872
0,77	0,80	172,5	47,04	18,58	1541	0,8690
0,64	0,72	170,7	38,70	18,70	1354	0,8085
0,46	0,57	166	28,67	18,85	1106	0,7277
				18,88	990	

Versuche ohne Diffusor.

1,00	1,00	181,8	57,02	18,26	1882	0,8779
0,96	0,95	181	55,91	18,44	1806	0,8881
0,91	0,90	179,5	51,40	18,47	1699	0,8662
0,83	0,80	170,5	46,50	18,56	1555	0,8521

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	4 Zoll Durchmesser			6 Zoll Durchmesser			8 Zoll Durchmesser			12 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	0,036	11,8	390	0,05	16,5	268	0,07	23,6	211	0,12	37,8	143
3	0,066	14,4	478	0,09	20,2	334	0,13	28,8	259	0,21	46,3	175
4	0,102	16,7	551	0,14	23,4	386	0,20	33,4	299	0,32	53,3	202
5	0,14	18,7	616	0,20	26,1	432	0,28	37,4	334	0,45	59,8	226
6	0,19	20,5	675	0,26	28,6	473	0,38	41,0	366	0,60	65,5	248
7	0,24	22,1	730	0,33	30,9	511	0,48	44,2	395	0,76	70,7	267
8	0,29	23,6	780	0,41	33,1	546	0,58	47,2	422	0,93	75,6	296
9	0,35	25,0	827	0,48	35,1	579	0,70	50,0	448	1,11	80,2	303
10	0,42	26,4	872	0,58	37,0	596	0,82	52,8	472	1,33	84,3	320
11	0,48	27,7	914	0,67	38,8	640	0,96	55,4	495	1,53	88,7	335
12	0,55	28,9	955	0,76	40,5	669	1,10	57,8	517	1,74	92,6	350
13	0,61	30,1	994	0,86	42,2	696	1,22	60,2	539	1,97	96,4	364
14	0,69	31,2	1031	0,96	43,8	722	1,38	62,4	559	2,20	100,0	378
15	0,76	32,3	1068	1,06	45,3	748	1,52	64,6	579	2,44	103,6	391
16	0,86	33,4	1103	1,20	46,8	772	1,72	66,8	597	2,75	107,0	404
17	0,94	34,4	1137	1,31	48,2	796	1,88	68,8	616	3,01	110,3	417
18	1,02	35,4	1170	1,43	49,6	819	2,04	70,8	633	3,28	113,4	429
19	1,11	36,4	1202	1,55	51,0	841	2,22	72,8	651	3,56	116,5	440
20	1,20	37,3	1233	1,68	52,3	863	2,40	74,6	668	3,84	119,5	452
21	1,29	38,3	1263	1,80	53,6	884	2,58	76,6	684	4,13	122,5	463
22	1,38	39,2	1293	1,94	55,0	905	2,76	78,4	700	4,43	125,4	474
23	1,48	40,0	1322	2,07	56,1	926	2,96	80,0	717	4,74	128,2	485
24	1,58	40,9	1351	2,21	57,3	946	3,16	81,8	732	5,05	131,0	496
25	1,68	41,7	1379	2,35	58,5	965	3,36	83,4	747	5,37	133,7	505
26	1,78	42,6	1406	2,49	59,6	984	3,56	85,2	761	5,69	136,3	515
27	1,88	43,4	1433	2,63	60,8	1003	3,76	86,8	776	6,03	138,9	526
28	1,99	44,2	1459	2,78	61,9	1021	3,98	88,4	790	6,36	141,5	535
29	2,10	45,0	1485	2,93	63,0	1039	4,20	90,0	804	6,70	144,0	544
30	2,20	45,7	1510	3,09	64,0	1057	4,40	91,4	818	7,06	146,4	554
31	2,32	46,5	1535	3,24	65,1	1075	4,63	93,0	831	7,41	149	563
32	2,43	47,2	1560	3,40	66,2	1092	4,86	94,4	845	7,77	151	572
33	2,54	48,0	1584	3,56	67,2	1109	5,08	96,0	858	8,14	154	581
34	2,66	48,7	1608	3,73	68,2	1126	5,32	97,4	871	8,51	156	589
35	2,78	49,5	1631	3,89	69,2	1142	5,56	99,0	883	8,89	158	598
36	2,90	50,1	1653	4,06	70,2	1158	5,80	100	896	9,28	160	607
37	3,02	50,8	1677	4,23	71,1	1174	6,04	101	909	9,67	163	615
38	3,14	51,5	1700	4,40	72,1	1190	6,28	103	921	10,06	165	623
39	3,27	52,2	1722	4,58	73,0	1206	6,54	104	933	10,46	167	631
40	3,39	52,8	1743	4,75	74,0	1221	6,78	105	945	10,86	169	639

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	12 Zoll Durchmesser			16 Zoll Durchmesser			20 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	0,20	66,0	143	0,30	99	111	0,52	170	92
3	0,37	80,8	175	0,56	131	136	0,96	208	114
4	0,57	93,6	202	0,86	140	158	1,47	240	132
5	0,80	104	226	1,20	157	176	2,06	269	148
6	1,05	114	248	1,58	171	192	2,71	295	162
7	1,32	124	267	1,98	185	208	3,41	319	174
8	1,62	132	296	2,43	198	222	4,17	340	186
9	1,93	140	303	2,90	210	236	4,97	361	198
10	2,32	148	320	3,48	222	248	5,97	380	208
11	2,68	155	335	4,01	233	260	6,88	399	218
12	3,05	162	350	4,58	243	272	7,84	417	228
13	3,44	169	364	5,16	253	284	8,84	439	238
14	3,84	175	378	5,76	263	294	9,88	450	246
15	4,24	181	391	6,36	272	304	10,9	466	254
16	4,80	187	404	7,20	281	314	12,4	481	264
17	5,24	193	417	7,86	289	324	13,5	496	272
18	5,72	198	429	8,58	298	334	14,7	510	280
19	6,20	204	440	9,30	306	342	16,0	524	286
20	6,72	209	452	10,1	314	352	17,3	538	294
21	7,20	214	463	10,8	321	360	18,6	551	300
22	7,76	220	474	11,6	330	368	19,9	564	308
23	8,28	224	485	12,4	336	376	21,3	577	316
24	8,84	229	496	13,3	343	384	22,7	589	322
25	9,40	234	505	14,1	351	392	24,1	601	330
26	9,96	238	515	14,9	357	400	25,6	613	336
27	10,5	243	526	15,8	365	408	27,1	625	342
28	11,1	248	535	16,7	371	416	28,6	636	348
29	11,7	252	544	17,6	378	424	30,2	648	354
30	12,3	256	554	18,5	384	430	31,8	659	360
31	13,0	260	563	19,4	390	437	33,4	670	366
32	13,6	265	572	20,4	397	446	35,0	681	372
33	14,2	269	581	21,4	403	451	36,6	691	378
34	14,9	273	589	22,4	409	458	38,3	702	384
35	15,6	277	598	23,4	415	465	40.1	712	390
36	16,2	281	607	24,4	421	472	41,7	722	395
37	16,9	284	615	25,4	427	478	43,5	732	400
38	17,6	288	623	26,4	433	484	45,3	742	406
39	18,3	292	631	27,5	438	491	47,1	751	411
40	19,0	296	639	28,5	444	497	48,9	761	416

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	25 Zoll Durchmesser			30 Zoll Durchmesser			36 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	0,78	255	77	1,30	425	66	1,81	590	55
3	1,43	313	94	2,49	521	82	3,32	722	68
4	2,21	360	109	3,68	600	94	5,11	834	79
5	3,09	403	122	5,15	672	106	7,15	932	88
6	4,06	442	133	6,77	737	116	9,39	1022	96
7	5,12	477	144	8,53	796	124	11,8	1104	104
8	6,25	510	154	10,4	850	134	14,5	1180	111
9	7,46	541	164	12,4	902	142	17,3	1252	118
10	8,95	570	173	14,9	950	148	20,7	1319	124
11	10,3	598	180	17,2	997	156	23,9	1384	130
12	11,8	625	188	19,6	1042	162	27,2	1445	136
13	13,3	650	196	22,1	1089	170	30,7	1504	142
14	14,8	675	204	24,7	1125	176	34,3	1561	147
15	16,5	699	211	27,5	1165	182	38,1	1616	152
16	18,6	722	218	31,0	1203	188	43,0	1669	157
17	20,3	744	224	33,8	1240	194	47,0	1720	162
18	22,1	765	231	36,8	1275	200	51,2	1770	167
19	24,0	786	237	40,0	1310	204	55,6	1818	171
20	25,9	807	243	43,2	1345	210	60,0	1866	176
21	27,9	827	249	46,5	1378	216	64,6	1912	180
22	29,9	846	255	49,8	1410	222	69,2	1957	184
23	32,0	865	261	53,3	1442	226	74,0	2001	188
24	34,1	884	267	56,8	1473	230	78,9	2044	192
25	36,3	902	272	60,4	1503	236	83,8	2086	196
26	38,4	920	277	64,0	1533	240	88,9	2127	200
27	40,7	938	283	67,8	1563	244	94,1	2168	204
28	43,0	955	288	71,6	1591	250	99,4	2208	208
29	45,3	972	293	75,5	1620	254	104,8	2247	212
30	47,6	988	298	79,4	1647	258	110,3	2286	215
31	50,0	1004	303	83,4	1674	262	115,8	2325	219
32	52,5	1021	308	87,5	1702	267	121,5	2363	222
33	55,0	1037	313	91,6	1728	271	127,2	2400	226
34	57,5	1052	317	95,8	1754	275	133,0	2436	229
35	60,0	1067	321	100,1	1779	278	138,9	2470	232
36	62,6	1083	326	104,3	1805	283	144,9	2506	236
37	65,2	1098	331	108,7	1830	287	151,0	2541	239
38	67,8	1112	335	113,1	1854	291	157,3	2575	242
39	70,6	1127	340	117,7	1878	295	163,4	2609	245
40	73,3	1141	344	122,2	1902	298	169,7	2641	248

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	4 Zoll Durchmesser			6 Zoll Durchmesser			8 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
41	3,52	53,5	1765	4,93	74,9	1236	7,04	107	957
42	3,65	54,2	1787	5,11	75,8	1251	7,30	108	968
43	3,78	54,8	1808	5,30	76,7	1266	7,56	110	979
44	3,92	55,4	1829	5,48	77,6	1280	7,84	111	991
45	4,05	56,0	1850	5,67	78,5	1295	8,10	112	1002
46	4,19	56,7	1870	5,86	79,3	1309	8,38	113	1013
47	4,32	57,3	1890	6,05	80,2	1323	8,64	115	1024
48	4,46	57,9	1910	6,25	81,0	1337	8,92	116	1035
49	4,60	58,5	1930	6,44	81,9	1351	9,20	117	1045
50	4,73	58,9	1946	6,63	82,6	1362	9,46	118	1054
51	4,89	59,6	1979	6,84	83,5	1378	9,78	119	1066
52	5,03	60,2	1988	7,04	84,3	1392	10,06	120	1077
53	5,18	60,8	2007	7,25	85,1	1405	10,36	122	1087
54	5,32	61,4	2026	7,46	85,9	1418	10,64	123	1097
55	5,47	62,0	2045	7,66	86,7	1431	10,94	124	1108
56	5,62	62,5	2063	7,87	87.5	1444	11,24	125	1118
57	5,78	63,1	2082	8,09	88,3	1457	11,56	126	1128
58	5,93	63,6	2100	8,30	89,1	1470	11,86	127	1137
59	6,04	64,2	2118	8,52	89,8	1483	12,08	128	1147
60	6,24	64,7	2135	8,73	90,6	1495	12,48	129	1157
61	6,40	65,3	2156	8,96	91,5	1509	12,80	131	1168
62	6,55	65,8	2171	9,17	92,1	1520	13,10	132	1176
63	6,71	66,3	2188	9,40	92,8	1532	13,42	133	1185
64	6,87	66,8	2206	9,62	93,6	1544	13,74	134	1195
65	7,03	67,3	2223	9,85	94,3	1556	14,06	135	1204
66	7,20	67,8	2240	10,07	95,0	1568	14,40	136	1213
67	7,36	68,3	2257	10,31	95,7	1580	14,72	137	1222
68	7,52	68,9	2274	10,54	96,5	1592	15,04	138	1232
69	7,69	69,4	2290	10,77	97,1	1603	15,38	139	1241
70	7,86	69,9	2307	11,01	97,9	1615	15,72	140	1250

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	4 Zoll Durchmesser			6 Zoll Durchmesser			8 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
71	8,03	70,4	2323	11,24	98,6	1626	16,06	141	1258
72	8,20	70,9	2340	11,48	99,3	1638	16,40	142	1268
73	8,37	71,4	2356	11,72	99,9	1649	16,74	143	1276
74	8,54	71,9	2372	11,96	100,6	1660	17,08	144	1285
75	8,72	72,3	2388	12,20	101,3	1672	17,44	145	1293
76	8,89	72,8	2404	12,45	102,0	1683	17,78	146	1302
77	9,07	73,3	2419	12,70	102,7	1694	18,14	147	1311
78	9,24	73,8	2435	12,96	103,5	1705	18,48	148	1319
79	9,42	74,2	2452	13,20	104,0	1716	18,84	149	1328
80	9,60	74,7	2468	13,44	104,6	1726	19,20	149	1336
81	9,79	75,2	2482	13,70	105,3	1737	19,58	150	1345
82	9,96	75,6	2498	13,95	105,9	1748	19,92	151	1353
83	10,15	76,1	2512	14,21	106,6	1758	20,30	152	1361
84	10,33	76,6	2526	14,47	107,2	1769	20,66	153	1369
85	10,51	77,0	2542	14,73	107,8	1780	21,02	154	1378
86	10,70	77,5	2557	14,99	108,5	1790	21,40	155	1385
87	10,89	77,9	2572	15,25	109,1	1800	21,78	156	1393
88	11,08	78,4	2587	15,51	109,7	1811	22,16	157	1401
89	11,27	78,8	2602	15,78	110,4	1821	22,54	158	1409
90	11,46	79,2	2616	16,04	110,9	1831	22,92	159	1418
91	11,65	79,7	2630	16,31	111,6	1841	23,30	159	1425
92	11,84	80,1	2645	16,58	112,2	1851	23,68	160	1433
93	12,04	80,6	2659	16,85	112,8	1861	24,08	161	1440
94	12,23	81,0	2674	17,13	113,4	1871	24,46	162	1448
95	12,43	81,4	2688	17,40	114,0	1881	24,86	163	1456
96	12,62	81,9	2702	17,67	114,6	1891	25,24	164	1464
97	12,82	82,3	2716	17,95	115,2	1901	25,64	165	1471
98	13,02	82,7	2730	18,23	115,8	1911	26,04	165	1479
99	13,22	83,1	2744	18,51	116,4	1921	26,44	166	1486
100	13,42	83,5	2758	18,80	117,0	1931	26,84	167	1494

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	12 Zoll Durchmesser			12 Zoll Durchmesser			16 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
41	11,28	171	647	19,7	300	—	29,6	449	503
42	11,69	173	655	20,4	303	—	30,7	455	509
43	12,11	175	663	21,2	307	—	31,8	460	515
44	12,53	177	671	22,0	310	—	32,9	466	521
45	12,96	179	678	22,7	314	—	34,0	471	527
46	13,40	181	686	23,6	317	—	35,1	476	533
47	13,84	183	693	24,2	321	—	36,3	481	539
48	14,28	185	700	25,0	324	—	37,5	486	544
49	14,73	187	707	25,8	328	—	38,6	491	550
50	15,16	189	714	26,5	331	—	39,7	496	555
51	15,64	191	722	27,4	334	—	41,0	501	561
52	16,10	193	729	28,2	337	—	42,2	506	567
53	16,57	195	736	29,0	340	—	43,5	511	572
54	17,04	196	743	29,8	344	—	44,7	515	577
55	17,52	198	750	30,7	347	—	46,0	520	583
56	18,00	200	756	31,5	350	—	47,2	525	588
57	18,48	202	763	32,4	353	—	48,5	530	593
58	18,97	204	770	33,2	356	—	49,8	534	598
59	19,47	205	778	34,1	359	—	51,1	539	604
60	19,96	207	783	34,9	362	—	52,4	544	609
61	20,49	209	790	35,8	365	—	53,7	549	614
62	20,97	210	796	36,7	368	—	55,0	553	619
63	21,48	212	803	37,6	371	—	56,4	557	624
64	21,99	214	809	38,4	374	—	57,7	562	629
65	22,51	215	815	39,4	377	—	59,1	566	634
66	23,03	217	821	40,3	380	—	60,4	570	638
67	23,55	219	828	41,2	383	—	61,2	574	643
68	24,09	220	834	42,2	386	—	63,2	579	648
69	24,62	222	840	43,1	389	—	64,6	583	653
70	25,15	224	846	44,0	392	—	66,1	587	657

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbine bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	12 Zoll Durchmesser			12 Zoll Durchmesser			16 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
71	25,70	225	852	45,0	395	—	67,4	592	662
72	26,24	227	858	46,0	397	—	68,9	596	667
73	26,79	229	864	47,0	400	—	70,3	600	672
74	27,34	230	870	48,0	402	—	71,8	604	676
75	27,90	232	876	48,8	405	—	73,2	608	681
76	28,46	233	881	49,8	408	—	74,7	612	685
77	29,02	235	887	50,8	411	—	76,2	616	689
78	29,59	236	893	51,9	414	—	77,8	620	694
79	30,16	238	899	52,8	416	—	79,2	624	698
80	30,73	239	904	53,8	418	—	80,2	628	703
81	31,31	241	910	54,8	421	—	82,2	632	707
82	31,89	242	916	55,8	424	—	83,7	636	712
83	32,48	244	921	56,8	426	—	85,2	640	716
84	33,07	245	927	57,9	429	—	86,8	643	720
85	33,66	246	932	58,9	431	—	88,4	647	725
86	34,25	248	938	60,0	434	—	90,0	651	729
87	34,85	249	943	61,0	436	—	91,5	654	733
88	35,45	251	948	62,0	438	—	93,1	658	737
89	36,06	252	954	63,1	441	—	94,6	662	741
90	36,67	254	959	64,2	444	—	96,2	665	746
91	37,28	255	964	65,2	446	—	97,8	669	750
92	37,90	256	970	66,3	449	—	99,5	672	754
93	38,52	258	975	67,4	451	—	101,1	676	758
94	39,14	259	980	68,5	454	—	102,3	680	762
95	39,77	261	985	69,6	456	—	104,4	684	766
96	40,40	262	990	70,7	459	—	106,0	688	770
97	41,03	263	995	71,8	461	—	107,7	691	774
98	41,67	265	1001	72,9	463	—	109,4	695	778
99	42,31	266	1006	74,0	466	—	111,1	698	782
100	42,96	267	1011	75,2	468	—	112,8	702	786

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbinen bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	40 Zoll Durchmesser			43 Zoll Durchmesser			50 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	2,46	803	49	3,18	1040	46	4,05	1323	41
3	4,52	984	62	5,85	1274	57	7,44	1621	49
4	6,96	1136	72	9,00	1470	66	11,4	1872	57
5	9,72	1270	80	12,6	1644	74	16,0	2092	63
6	12,8	1391	87	16,5	1801	81	21,1	2292	69
7	16,1	1503	94	20,8	1945	87	26,5	2476	75
8	19,7	1607	100	25,4	2079	93	32,4	2647	80
9	23,5	1704	106	30,4	2206	99	38,7	2807	85
10	28,2	1796	112	36,5	2325	104	46,4	2959	89
11	32,5	1884	117	42,1	2438	109	53,6	3104	94
12	37,0	1967	123	47,9	2547	114	61,0	3241	98
13	41,8	2048	128	54,1	2651	119	68,8	3374	102
14	46,7	2126	132	60,4	2751	123	76,9	3501	106
15	51,8	2200	137	67,0	2847	127	85,3	3624	110
16	58,4	2272	142	75,6	2941	132	96,2	3743	113
17	64,1	2343	148	82,8	3032	136	105,4	3859	117
18	69,7	2410	151	90,2	3119	140	113,7	3970	120
19	75,6	2476	154	97,8	3205	143	124,5	4079	123
20	81,6	2540	159	105,6	3288	147	134,5	4185	127
21	87,8	2603	162	113,7	3369	150	144,7	4288	130
22	94,2	2665	166	121,8	3449	154	151,6	4390	133
23	100,7	2725	169	130,3	3526	158	165,8	4488	136
24	107,3	2783	173	138,9	3602	161	176,7	4584	139
25	114,0	2840	176	147,6	3676	165	187,9	4679	141
26	121,0	2896	180	156,6	3748	168	199,3	4771	144
27	128,0	2952	184	165,7	3821	171	210,9	4863	147
28	135,2	3006	187	175,0	3891	174	222,7	4952	150
29	142,5	3059	191	184,5	3959	177	234,8	5039	152
30	150,0	3111	193	194,1	4027	180	247,0	5126	155
31	157,5	3162	197	203,8	4093	183	259,4	5209	158
32	165,2	3214	200	213,8	4159	186	272,1	5293	160
33	173,0	3263	203	223,9	4223	189	285,0	5375	162
34	180,9	3312	206	234,1	4286	192	298,0	5496	165
35	189,0	3360	209	244,5	4349	195	311,2	5535	167
36	197,1	3408	212	255,1	4411	197	324,7	5614	170
37	205,4	3456	215	264,0	4472	200	338,3	5691	172
38	213,8	3502	218	276,7	4532	203	352,0	5768	175
39	222,5	3548	221	287,7	4591	205	366,1	5843	177
40	230,8	3593	223	298,8	4650	208	380,3	5918	179

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbinen bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	72 Zoll Durchmesser			84 Zoll Durchmesser			96 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	9,41	3072	28	12,3	4016	24	15,92	5198	21
3	17,3	3762	34	22,6	4920	29	29,3	6367	25
4	26,6	4344	40	34,8	5680	34	45,0	7351	30
5	37,2	4857	44	48,6	6352	38	62,9	8220	33
6	48,9	5320	48	64,0	6958	41	82,7	9004	36
7	61,6	5747	52	80,5	7516	45	104,2	9726	39
8	75,3	6144	55	98,4	8034	48	127,4	10397	42
9	89,8	6516	59	117,4	8522	50	138,5	11026	44
10	107,8	6868	62	140,9	8982	53	182,4	11624	46
11	124,3	7204	65	162,6	9420	56	210,4	12194	49
12	141,6	7524	68	185,2	9838	58	239,7	12733	51
13	159,7	7833	73	208,8	10242	61	270,2	13254	53
14	178,5	8127	73	233,4	10626	63	302,0	13754	55
15	198,0	8412	76	258,8	11000	65	335,0	14236	57
16	223,4	8688	78	292,0	11362	67	378,0	14703	59
17	244,6	8957	81	319,8	11712	69	413,9	15158	61
18	266,5	9214	83	348,4	12048	71	450,9	15592	63
19	289,0	9496	85	378,0	12382	73	489,1	16024	64
20	312,1	9714	88	408,2	12702	75	528,2	16439	66
21	335,8	9954	90	439,2	13016	77	568,3	16846	67
22	360,1	10199	92	470,8	13324	79	609,4	17244	69
23	385,0	10427	94	503,4	13624	81	651,5	17630	71
24	410,2	10641	96	536,4	13916	82	694,2	18009	72
25	436,2	10060	98	570,4	14212	84	738,1	18380	73
26	462,6	11075	100	605,0	14482	86	782,9	18741	75
27	486,6	11299	102	640,2	14762	87	828,6	19104	76
28	517,0	11494	104	676,0	15030	89	875,0	19452	78
29	544,9	11706	106	712,6	15296	91	922,3	19794	79
30	573,0	11897	107	749,8	15558	92	970,4	20135	81
31	602,2	12091	109	787,4	15812	93	1019	20465	82
32	631,7	12289	111	826,0	16068	95	1069	20795	83
33	661,5	12479	113	865,0	16318	96	1120	21115	85
34	691,8	12666	114	904,6	16442	98	1171	21430	86
35	722,5	12848	116	944,8	16800	100	1223	21744	87
36	753,7	13033	118	987,0	17066	101	1276	22055	88
37	785,4	13214	119	1027,0	17278	103	1329	22360	89
38	817,4	13390	121	1069,0	17510	104	1384	22660	91
39	849,9	13517	123	1111,4	17740	105	1439	22955	92
40	882,7	13737	124	1154,4	17964	107	1494	23247	93

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der Risdonturbinen bei verschiedenen Gefällen und Wasserquantitäten.

Gefälle in engl. Fuß	54 Zoll Durchmesser			66 Zoll Durchmesser			60 Zoll Durchmesser		
	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.	Pferde	Cbkfß. Wasser	Rev.
2	5,06	1690	37	6,15	2008	33	7,52	2493	30
3	9,30	2022	45	11,3	2460	41	13,8	3006	37
4	14,3	2336	53	17,4	2840	47	21,3	3472	43
5	20,0	2611	59	24,3	3176	53	29,7	3881	48
6	26,4	2861	64	32,0	3479	58	39,1	4252	53
7	33,1	3089	69	40,3	3758	62	49,3	4592	57
8	40,5	3304	74	49,2	4017	67	60,2	4911	61
9	48,4	3504	79	58,7	4261	71	71,8	5208	65
10	58,0	3693	83	70,5	4491	74	86,2	5489	68
11	66,9	3874	87	81,3	4710	78	99,4	5758	71
12	76,2	4046	91	92,6	4919	81	113,2	6013	74
13	86,0	4211	95	104,4	5121	85	127,7	6259	78
14	96,1	4370	98	116,7	5314	88	142,8	6496	80
15	106,6	4523	101	129,4	5500	91	158,4	6723	83
16	120,3	4671	105	146,0	5681	94	178,7	6943	86
17	131,7	4816	108	159,9	5856	97	195,7	7159	89
18	143,5	4954	111	174,2	6024	100	213,2	7364	91
19	155,6	5001	114	189,0	6191	102	231,2	7477	93
20	168,1	5222	117	204,0	6351	105	249,7	7762	96
21	180,8	5352	120	219,6	6508	108	268,6	7955	79
22	193,9	5478	123	235,4	6662	111	288,1	8143	101
23	207,3	5602	125	251,7	6812	113	308,0	8327	104
24	220,9	5723	128	368,2	6958	115	328,2	8506	106
25	234,8	5839	131	185,2	7101	118	348,8	8679	108
26	249,1	5955	134	302,5	7241	120	370,1	8851	110
27	263,6	6068	136	320,1	7381	122	391,6	9020	112
28	278,4	6179	139	338,0	7515	125	413,6	9185	114
29	293,4	6289	141	356,3	7648	127	435,6	9348	116
30	308,8	6396	143	374,9	7779	129	458,8	9507	118
31	324,3	6511	146	393,7	7906	131	481,8	9673	120
32	340,2	6617	148	413,0	8034	133	505,4	9831	122
33	357,9	6719	151	432,5	8159	135	530,8	9982	124
34	372,5	6820	158	452,3	8221	137	553,4	10132	126
35	389,0	6910	155	472,4	8400	139	578,0	10279	128
36	405,9	7919	157	593,5	8533	141	603,0	10427	129
37	422,9	7115	159	513,5	8639	143	628,3	10571	130
38	440,2	7210	161	534,5	8765	145	654,0	10712	132
39	457,7	7305	163	555,7	8870	147	680,0	10853	134
40	475,3	7397	165	577,2	8982	149	706,1	10990	136

Digitized by Google

„Die beste Turbine der Welt.“ Fig. 1 und 5 Taf. 35.

Unter diesem stolzen Titel kündigt ein anderes amerikanisches Haus und zwar Stout Mills u. Temple in Daylon eine verbesserte Risdonturbine an, von welcher Fig. 1 Taf. 35 die äußere Ansicht und Fig. 5 den Horizontalschnitt durch den Schaufelapparat zeigt. Der Motor an und für sich ist vollkommen richtig angeordnet, in guten Dimensionenverhältnissen construirt und darf allerdings zu den allerbesten amerikanischen Constructionen gerechnet werden.

Die Leitschaufeln sind in geringer Anzahl vorhanden, um den Regulirapparat nicht allzu complicirt zu gestalten. Die Leitschaufeln sind nämlich drehbar, jedoch nicht um die am äußern Umfang der Turbine befindlichen Drehbolzen, sondern um Bolzen, welche am innern Umfange des Leitrades angebracht sind.

An den äußern Bolzen d greifen die Zugstangen an, welche den Leitschaufeln die verschiedene Stellung geben. Werden die Leitschaufeln nämlich mehr radial gerichtet, so wird die normale Weite der Leitcanäle größer und umgekehrt.

Allerdings wird bei jeder andern Lage der Leitschaufeln auch der Schaufelwinkel (Austrittswinkel) ein anderer und hierin liegt eine schwache Seite dieser Construction, aus welchem Grunde man diese Einrichtung hier zu Lande längst verlassen hat.

Die Bewegung der Zugstangen der Leitcurven erfolgt von einer concentrisch zur Turbinenwelle beweglichen Scheibe h Fig. 1 aus, an welche die Zugstangen mittelst drehbarer Stifte befestigt sind. Wird die Scheibe h durch ein Handgetriebe in Drehung versetzt, so zieht die Scheibe die Enden der schiefliegenden Zugstangen nach sich und es werden dadurch die Leitschaufeln mehr oder weniger radial gerichtet.

Die nachfolgende Tabelle enthält die Angaben des obengenannten Hauses über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der vorliegenden Turbine bei verschiedenen Gefällen und Wassermengen.

 Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der „besten Turbine der Welt" bei verschiedenen Gefällen und Wassermengen.

Äußerer Durchmesser in englischen Zollen.		Gefälle in englischen Fußen.									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	Revolution	163	188	210	230	249	266	283	298	312	326
	Cubikfuß	1,21	1,41	1,56	1,71	1,86	1,98	2,11	2,23	2,33	2,45
	Pferdekraft	0,33	0,52	0,72	0,93	1,18	1,44	1,72	2,02	2,33	2,67
16½	Revolution	128	148	166	181	196	210	223	234	245	256
	Cubikfuß	1,73	2,00	2,23	2,45	2,65	2,83	3,00	3,16	3,31	3,46
	Pferdekraft	0,48	0,73	1,01	1,34	1,69	2,06	2,46	2,87	3,31	3,75
20	Revolution	106	122	137	149	162	173	183	193	202	212
	Cubikfuß	3,66	4,23	4,73	5,18	5,60	5,98	6,35	6,69	7,02	7,33
	Pferdekraft	0,99	1,53	2,15	2,82	3,55	4,34	5,18	6,06	7,01	7,96
25	Revolution	85	97	109	120	129	138	146	154	162	169
	Cubikfuß	5,87	6,78	7,58	8,30	8,79	9,59	10,17	10,72	11,25	11,75
	Pferdekraft	1,59	2,46	3,56	4,51	5,69	6,22	8,30	9,72	11,22	12,73
30	Revolution	71	81	92	99	108	116	122	129	135	141
	Cubikfuß	8,48	9,80	10,95	12,00	12,96	13,86	14,70	15,49	16,25	16,97
	Pferdekraft	2,30	3,55	4,96	6,50	8,22	10,09	11,99	14,04	16,20	18,45
36	Revolution	59	68	76	83	90	96	102	108	112	117
	Cubikfuß	11,35	13,10	14,65	16,01	17,33	18,53	19,65	20,71	21,73	22,69
	Pferdekraft	3,08	4,75	6,64	8,72	10,96	13,44	16,00	18,77	21,67	24,68
42	Revolution	51	59	65	71	77	82	88	92	96	101
	Cubikfuß	18,33	21,17	23,66	25,92	28,01	29,93	31,76	33,47	35,11	36,68
	Pferdekraft	4,99	7,67	10,72	14,09	17,77	21,70	25,91	30,34	35,01	39,88
48	Revolution	45	51	57	62	68	72	77	81	84	88
	Cubikfuß	23,61	27,27	30,48	33,38	36,07	38,55	40,90	43,11	45,22	47,22
	Pferdekraft	6,42	9,88	13,81	18,16	22,88	27,96	33,36	39,08	45,09	51,37
54	Revolution	39	45	51	55	60	64	68	71	75	78
	Cubikfuß	35,55	41,06	45,90	50,28	54,32	58,16	61,59	64,92	68,09	71,11
	Pferdekraft	9,66	14,89	20,80	27,35	34,47	42,18	50,25	58,85	67,90	77,3
60	Revolution	35	41	45	49	53	58	62	65	68	71
	Cubikfuß	46,53	53,73	60,06	65,79	71,09	75,98	80,60	84,95	89,11	93,09
	Pferdekraft	12,65	19,48	27,22	35,78	45,11	55,10	65,77	77,01	88,87	101,35
66	Revolution	32	37	41	45	49	52	55	59	61	64
	Cubikfuß	58,33	67,37	75,30	82,49	89,12	95,25	101,05	106,51	111,72	116,67
	Pferdekraft	15,86	24,43	34,13	44,87	56,56	69,08	82,45	96,57	111,41	126,95
75	Revolution	28	32	36	39	43	46	48	51	54	57
	Cubikfuß	73,39	84,73	94,74	103,77	112,12	119,84	127,13	134,00	140,55	146,79
	Pferdekraft	19,96	30,74	42,94	56,44	71,15	86,92	103,78	121,48	140,16	159,70
84	Revolution	25	29	33	36	38	41	44	46	48	51
	Cubikfuß	97,92	113,08	126,40	138,46	149,60	159,89	169,62	178,78	187,53	195,84
	Pferdekraft	26,63	41,01	57,29	75,32	94,94	115,96	138,40	162,08	187,02	213,07

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der „besten Turbine der Welt“ bei verschiedenen Gefällen und Wassermengen.

Äußerer Durchmesser in englischen Zollen.		Gefälle in englischen Fußen.									
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
13	Revolution	339	352	364	378	388	399	410	421	431	442
	Cubikfuß	2,53	2,63	2,73	2,81	2,98	2,98	3,06	3,15	3,23	3,31
	Pferdekraft	3,00	3,34	3,73	4,10	4,50	4,88	5,28	5,73	6,16	6,60
16½	Revolution	267	277	287	296	306	314	322	331	339	348
	Cubikfuß	3,60	3,75	3,88	4,00	4,13	4,25	4,36	4,48	4,60	4,70
	Pferdekraft	4,28	4,78	5,30	5,83	6,40	6,96	7,53	8,15	8,79	9,41
20	Revolution	220	228	236	244	252	259	266	274	280	286
	Cubikfuß	7,63	7,92	8,20	8,47	8,73	8,98	9,22	9,47	9,70	9,92
	Pferdekraft	8,99	10,04	11,15	12,28	13,45	14,65	15,88	17,16	18,46	19,78
25	Revolution	176	183	190	195	201	207	218	219	224	229
	Cubikfuß	12,22	12,69	13,13	13,56	14,00	14,39	14,79	15,17	15,54	15,91
	Pferdekraft	14,40	16,10	17,85	19,67	21,57	23,48	25,47	27,50	29,58	31,73
30	Revolution	147	153	158	163	168	173	178	182	187	191
	Cubikfuß	17,66	18,33	18,97	19,60	20,20	20,79	21,36	21,91	22,45	22,98
	Pferdekraft	20,80	23,26	25,79	28,43	31,12	33,93	36,79	39,72	42,74	45,83
36	Revolution	122	127	131	136	140	144	148	152	156	160
	Cubikfuß	23,62	24,32	25,37	26,21	27,02	27,80	28,56	29,30	30,02	30,72
	Pferdekraft	27,84	31,12	34,49	38,01	41,64	45,36	49,20	53,12	57,15	61,27
42	Revolution	105	109	113	117	120	124	126	130	134	136
	Cubikfuß	38,16	39,61	41,00	42,34	43,65	44,92	46,14	47,35	48,51	49,64
	Pferdekraft	44,97	50,29	55,75	61,44	67,27	73,30	79,48	85,85	92,36	99,00
48	Revolution	93	96	99	102	106	108	111	114	117	120
	Cubikfuß	49,14	51,01	52,80	54,53	56,22	57,85	59,43	60,98	62,47	63,93
	Pferdekraft	57,91	64,74	71,80	79,10	86,65	94,40	102,37	110,57	118,89	127,51
54	Revolution	82	85	88	91	94	96	98	101	104	106
	Cubikfuß	74,00	76,85	79,51	82,12	84,66	87,11	89,49	91,82	94,09	96,28
	Pferdekraft	87,20	97,54	109,13	119,13	130,48	142,16	154,16	166,49	179,12	192,04
60	Revolution	74	76	79	82	84	86	89	92	94	96
	Cubikfuß	96,84	100,53	104,05	107,47	110,78	114,00	117,11	120,16	123,10	125,99
	Pferdekraft	114,13	127,60	141,50	155,89	170,74	186,05	201,73	218,87	234,37	251,30
66	Revolution	67	70	72	74	76	79	81	83	85	87
	Cubikfuß	121,41	126,04	130,45	134,73	138,89	142,92	146,83	150,65	154,35	157,96
	Pferdekraft	143,11	159,98	177,41	195,44	214,07	233,24	252,93	273,17	293,88	215,07
75	Revolution	59	61	63	65	67	69	71	73	75	77
	Cubikfuß	152,70	158,57	164,12	169,51	174,74	179,81	184,72	189,53	194,18	198,73
	Pferdekraft	180,04	201,27	223,20	245,87	269,32	293,44	318,21	343,68	369,75	396,40
84	Revolution	53	55	57	58	60	62	64	65	67	68
	Cubikfuß	203,81	211,57	218,97	226,16	233,14	239,91	246,46	252,88	259,08	265,15
	Pferdekraft	240,22	268,55	297,79	328,08	359,34	391,53	424,56	458,55	493,28	528,83

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der „beſten Turbine der Welt" bei verſchiedenen Gefällen und Waſſermengen.

Gefälle in engliſchen Fußen.

Aeußerer Durchmeſſer der Turbine in engliſchen Zollen.		23	24	25	26	27	28	29	30	31
18	Revolution	451	460	471	480	489	498	506	515	524
	Cubikfuß	3,38	3,45	3,51	3,60	3,66	3,73	3,80	3,86	3,93
	Pferdekraft	7,08	7,53	8,01	8,52	9,01	9,50	10,03	10,55	11,09
16½	Revolution	355	362	370	378	385	392	398	406	412
	Cubikfuß	4,80	4,90	5,01	5,10	5,20	5,30	5,40	5,48	5,58
	Pferdekraft	10,04	10,70	11,41	12,07	12,77	13,51	14,25	14,96	15,74
20	Revolution	293	298	306	311	317	324	328	334	340
	Cubikfuß	10,15	10,37	10,58	10,79	11,00	11,20	11,40	11,60	11,80
	Pferdekraft	21,16	22,56	23,97	25,43	26,93	28,43	29,97	31,55	33,16
25	Revolution	234	239	245	249	254	259	263	268	272
	Cubikfuß	16,27	16,62	16,96	17,29	17,62	17,95	18,26	18,58	18,88
	Pferdekraft	33,93	36,16	38,44	40,75	43,13	45,57	48,01	50,53	53,06
30	Revolution	196	200	204	208	212	216	220	223	227
	Cubikfuß	23,50	24,00	24,50	24,98	25,46	25,92	26,38	26,84	27,28
	Pferdekraft	49,00	52,22	55,53	58,89	62,33	65,80	69,36	73,00	76,67
36	Revolution	163	166	170	174	177	180	183	186	189
	Cubikfuß	31,42	32,10	32,76	33,40	34,04	34,66	35,28	35,89	36,48
	Pferdekraft	65,52	69,85	74,25	78,73	83,32	87,98	92,76	97,61	102,52
42	Revolution	140	143	146	148	151	154	157	160	162
	Cubikfuß	50,76	51,86	52,93	53,97	55,00	56,00	57,00	57,98	58,94
	Pferdekraft	105,84	112,84	119,97	127,22	134,64	142,16	149,87	157,70	165,65
48	Revolution	122	125	128	130	132	135	137	140	142
	Cubikfuß	65,38	66,79	68,17	69,51	70,84	72,13	73,41	74,68	75,91
	Pferdekraft	136,34	145,33	154,51	163,85	173,41	183,11	193,02	203,12	213,35
54	Revolution	109	111	113	115	118	120	122	124	126
	Cubikfuß	98,46	100,58	102,65	104,68	106,67	108,62	110,54	112,46	114,30
	Pferdekraft	205,32	218,85	232,67	246,76	261,13	275,26	290,64	305,90	321,25
60	Revolution	98	100	102	104	106	108	110	112	113
	Cubikfuß	128,84	131,64	134,34	136,98	139,59	142,14	144,65	147,16	149,58
	Pferdekraft	268,67	286,40	304,48	322,90	341,71	360,84	380,33	400,27	420,41
66	Revolution	89	91	93	95	96	98	100	102	103
	Cubikfuß	161,53	165,02	168,42	171,74	175,01	178,20	181,35	184,50	187,53
	Pferdekraft	336,84	359,08	381,75	404,84	428,42	452,38	476,83	501,84	527,08
75	Revolution	79	80	82	84	85	87	89	91	92
	Cubikfuß	203,22	207,60	211,89	216,06	220,18	224,20	228,16	232,16	235,93
	Pferdekraft	423,77	451,73	480,28	509,32	539,00	569,17	599,90	631,39	663,11
84	Revolution	70	72	73	74	76	78	79	80	81
	Cubikfuß	271,14	277,00	282,70	288,27	293,77	299,13	304,42	309,70	314,78
	Pferdekraft	565,41	602,75	640,78	679,30	719,14	759,38	800,41	842,38	884,73

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen der „besten Turbine der Welt“ bei verschiedenen Gefällen und Wassermengen.

Aeußerer Durchmesser der Turbine in englischen Zollen.		Gefälle in englischen Fußen.								
		32	33	34	35	36	37	38	39	40
13	Revolution	532	540	549	556	565	572	580	587	595
	Cubikfuß	3,98	4,05	4,11	4,17	4,23	4,30	4,35	4,40	4,46
	Pferdekraft	11,61	12,15	12,74	13,26	13,86	14,48	15,03	15,61	16,27
16½	Revolution	418	426	432	439	445	451	456	462	468
	Cubikfuß	5,66	5,76	5,85	5,93	6,01	6,10	6,16	6,26	6,33
	Pferdekraft	16,48	17,31	18,10	18,88	19,72	20,53	21,33	22,23	23,06
20	Revolution	346	350	356	361	367	372	376	382	386
	Cubikfuß	11,98	12,16	12,35	12,53	12,70	12,88	13,05	13,22	13,39
	Pferdekraft	34,64	36,35	38,06	39,76	41,43	43,20	44,96	46,74	48,56
25	Revolution	276	281	285	289	294	297	301	305	309
	Cubikfuß	19,19	19,48	19,78	20,07	20,35	20,63	20,91	21,18	21,45
	Pferdekraft	55,67	58,28	60,96	63,68	66,41	69,20	72,04	74,88	77,79
30	Revolution	230	234	238	241	244	248	252	255	258
	Cubikfuß	27,72	28,15	28,57	28,99	29,40	29,80	30,20	30,60	30,99
	Pferdekraft	80,42	84,22	88,06	91,99	95,96	99,97	104,04	108,20	112,38
36	Revolution	192	195	198	201	204	207	210	212	215
	Cubikfuß	37,06	37,64	38,21	38,77	39,31	39,85	40,39	40,91	41,44
	Pferdekraft	107,52	112,61	117,78	123,02	128,30	133,68	139,15	144,65	150,28
42	Revolution	165	167	170	172	175	178	180	182	184
	Cubikfuß	59,89	60,81	61,74	62,65	63,51	64,39	65,26	66,10	66,95
	Pferdekraft	173,76	181,93	190,32	198,80	207,33	216,00	224,84	233,73	242,80
48	Revolution	144	146	149	151	153	155	157	159	161
	Cubikfuß	77,13	78,32	79,51	80,68	81,80	82,92	84,04	85,13	86,22
	Pferdekraft	223,77	234,33	245,09	256,02	266,99	278,17	289,48	301,01	312,68
54	Revolution	128	130	132	135	136	138	140	142	144
	Cubikfuß	116,14	117,94	119,73	121,50	123,18	124,87	126,56	128,20	129,84
	Pferdekraft	336,96	352,87	369,08	385,56	402,06	418,89	436,04	453,31	470,88
60	Revolution	115	117	119	121	122	124	126	128	129
	Cubikfuß	151,99	154,33	156,68	158,99	161,20	163,41	165,62	167,77	169,91
	Pferdekraft	440,96	461,75	482,99	504,52	526,15	548,18	570,61	593,23	616,20
66	Revolution	105	106	108	110	111	113	114	116	118
	Cubikfuß	190,55	193,49	196,43	199,33	202,12	204,87	207,65	210,33	213,02
	Pferdekraft	552,85	578,92	605,53	632,53	659,65	687,26	715,41	743,72	772,55
75	Revolution	94	95	97	99	101	103	105	107	109
	Cubikfuß	239,73	243,43	247,13	250,78	254,26	257,75	261,24	264,62	268,00
	Pferdekraft	695,53	728,33	761,81	795,80	829,90	864,66	900,05	935,69	971,94
84	Revolution	82	83	85	86	88	89	90	91	92
	Cubikfuß	319,86	324,79	329,73	334,59	339,36	343,90	348,55	353,06	357,57
	Pferdekraft	928,00	971,77	1016,44	1061,76	1107,31	1153,66	1200,86	1248,42	1296,78

Digitized by Google

Tabelle über die Dimensionen, Leistungen und Umdrehungszahlen d „besten Turbine der Welt“ bei verschiedenen Gefällen u Wassermengen.

Gefälle in engl. Fußen	13 Zoll Durchmesser			16½ Zoll Durchmesser			20 Zoll Durchmesser			25 Zoll Durchmesser			30 Zoll Durchmesser		
	Revolutionen	Cbfß. Waſſer	Pferdekraft	Revolutionen	Cbfß. Waſſer	Pferdekraft	Revolutionen	Cbfß. Waſſer	Pferdekraft	Revolutionen	Cbfß. Waſſer	Pferdekraft	Revolutionen	Cbfß. Waſſer	Pferdekraft
41	602	4,51	16,84	474	6,41	23,92	391	13,55	50,36	313	21,71	80,69	261	31,36	116
42	610	4,58	17,52	480	6,50	24,85	396	13,71	52,20	317	21,98	83,69	264	31,75	120
43	617	4,63	18,11	486	6,56	25,69	400	13,87	54,07	320	22,22	86,62	267	32,09	125
44	624	4,68	18,75	491	6,65	26,62	405	14,03	55,97	324	22,49	89,72	270	32,48	129
45	631	4,73	19,39	496	6,71	27,50	410	14,18	57,85	328	22,73	92,73	273	32,83	133
46	638	4,78	20,02	502	6,80	28,47	414	14,35	59,85	332	23,00	95,92	276	33,22	138
47	645	4,83	20,67	508	6,86	29,36	418	14,50	61,78	335	23,24	99,03	279	33,57	143
48	652	4,88	21,33	513	6,95	30,37	422	14,65	63,75	338	23,47	102,13	282	33,91	147
49	659	4,95	22,07	518	7,01	31,28	428	14,82	65,84	342	23,75	105,51	286	34,30	152
50	665	5,00	22,75	524	7,10	32,30	432	14,97	67,86	346	23,98	108,70	288	34,64	157
51	672	5,05	23,44	529	7,16	33,26	436	15,11	69,86	349	24,22	111,99	291	34,94	161
52	679	5,10	24,13	534	7,23	34,23	440	15,24	71,84	352	24,41	115,08	294	35,26	166
53	686	5,13	24,75	540	7,30	35,21	445	15,41	74,04	356	24,69	118,64	297	35,67	171
54	691	5,18	25,46	544	7,36	36,19	448	15,54	76,08	359	24,90	121,90	300	35,97	176
55	698	5,23	26,19	549	7,43	37,20	452	15,69	78,24	362	25,14	125,36	303	36,31	181
56	704	5,28	26,92	554	7,50	38,22	457	15,84	80,42	366	25,37	128,81	306	36,65	186
57	710	5,31	27,57	558	7,56	39,25	461	15,98	82,58	369	25,61	132,35	308	36,99	191
58	716	5,36	28,32	564	7,63	40,29	465	16,11	84,71	372	25,81	135,72	310	37,29	196
59	721	5,41	29,08	568	7,70	41,34	468	16,26	86,97	374	26,05	139,34	313	37,63	201
60	728	5,46	29,85	573	7,76	42,40	473	16,38	89,10	378	26,25	142,80	315	37,92	206
61	734	5,51	30,84	578	7,83	43,48	477	16,53	91,41	382	26,49	146,50	318	38,26	211
62	741	5,55	31,31	583	7,90	44,57	481	16,66	93,64	385	26,70	150,08	321	38,57	216
63	746	5,60	32,10	587	7,95	45,57	484	16,79	95,90	388	26,90	153,64	324	38,86	221
64	753	5,65	32,90	593	8,01	46,68	488	16,94	98,29	391	27,14	157,48	326	39,20	227
65	759	5,70	33,71	597	8,08	47,81	492	17,06	100,53	394	27,34	161,12	329	39,49	233
66	764	5,73	34,43	602	8,15	48,94	496	17,19	102,86	397	27,54	164,79	331	39,79	238
67	770	5,78	35,26	606	8,20	50,00	500	17,32	105,20	400	27,75	168,56	334	40,08	243
68	776	5,81	35,99	610	8,26	51,15	504	17,44	107,52	403	27,95	172,32	336	40,37	248
69	781	5,86	36,83	615	8,33	52,32	507	17,57	109,91	406	28,15	176,10	338	40,67	254
70	787	5,90	37,57	620	8,38	53,40	510	17,70	112,33	408	28,36	179,98	341	40,97	260
71	792	5,95	38,44	624	8,45	54,58	514	17,83	114,77	412	28,56	183,84	343	41,26	265
72	798	5,98	39,24	628	8,50	55,69	518	17,95	117,17	414	28,77	187,80	346	41,55	271
73	804	6,03	40,07	632	8,56	56,91	522	18,08	119,56	417	28,97	191,73	348	41,85	276
74	809	6,06	40,85	637	8,63	58,13	525	18,21	122,17	420	29,17	195,70	351	42,14	282
75	815	6,11	41,74	642	8,68	59,26	529	18,33	124,64	423	29,38	199,78	354	42,43	288
76	820	6,15	42,53	646	8,73	60,39	532	18,44	127,05	426	29,54	203,54	356	42,68	294
77	826	6,20	43,44	650	8,80	61,66	536	18,57	129,64	429	29,75	207,68	358	42,97	299
78	831	6,23	44,24	654	8,85	62,77	540	18,69	132,17	432	29,95	211,80	360	43,26	305
79	836	6,26	45,05	658	8,90	63,96	543	18,82	134,80	434	30,15	215,95	362	43,55	311
80	841	6,31	45,99	662	8,96	65,29	546	18,93	137,30	436	30,33	219,99	364	43,81	317
81	847	6,35	46,80	667	9,03	66,55	550	19,05	139,89	439	30,53	224,20	367	44,10	323
82	852	6,38	47,62	670	9,08	67,77	553	19,16	142,49	442	30,70	228,24	369	44,34	329
83	858	6,43	48,58	675	9,13	68,99	556	19,28	145,09	445	30,90	232,52	372	44,64	335
84	862	6,46	49,43	679	9,18	70,16	560	19,39	147,67	448	31,07	236,62	374	44,88	341
85	867	6,50	50,37	682	9,22	71,40	562	19,52	150,43	450	31,27	240,98	376	45,17	349

Digitized by Google

Die amerikanischen Turbinen auf der Ausstellung in Philadelphia.

(Tafel 98.)

Auf der Ausstellung in Philadelphia waren von den verschiedensten amerikanischen Häusern eine Reihe von Turbinen ausgestellt, welche im Auftrage der internationalen Jury geprüft wurden, indem von einer besondern Commission Bremsproben angestellt wurden. Die Versuche sind äußerst interessant und zwar weniger wegen des absoluten Werthes der Ergebnisse, als vielmehr deshalb, weil die Versuche mit allen den verschiedenen Motoren auf ganz gleichartige Weise, mittelst desselben Wassers, derselben Bremse, unter derselben Art der Wassermessung u. s. w. vorgenommen worden sind und daher in sehr zuverlässiger Weise erkennen lassen, in welcher Reihenfolge diese Motoren ihrem Werthe nach aufgestellt werden müssen. Die Resultate dieser Versuche sollen im Nachfolgenden wiedergegeben werden und zwar nach dem Berichte des Generaldirectors der Ausstellung.

Die Versuche wurden von S. Weber angestellt und ist die folgende Einleitung die wortgetreue Uebersetzung seines Berichtes an den Generaldirector.

Das Wasser wurde bei den Versuchen durch zwei mächtige Centrifugalpumpen beschafft, welche von W. L. Andrews u. Co. in Newyork ausgestellt waren und durch oscillirende Dampfmaschinen getrieben wurden. Sie hoben 1800 bis 1900 Cubikfuß Wasser pro Minute in einen Behälter, welcher am Ende des hydraulischen Annexes aufgestellt war und dessen Ueberfall 33 Fuß über dem Wasserspiegel des in der Mitte des Gebäudes befindlichen Bassins lag, aus dem das Wasser geschöpft wurde.

Durch das überfließende Wasser wurde gewöhnlich ein großer Wasserfall gebildet, der jedoch beim Betriebe der Turbinen ganz oder theilweise unterbrochen wurde.

Von dem Behälter ging ein schmiedeeisernes Rohr von 4 Fuß Durchmesser zu dem Gehäuse, in welchem die Turbinenräder aufgestellt waren. Letzteres hatte 8 Fuß im Durchmesser und 6 Fuß Höhe, und wurde durch Ziegelmauerwerk, welches auf Granitstein fundirt war, getragen. Von den Turbinenrädern wurde das Wasser in einer weiten Kammer zu einer Seihevorrichtung geführt, welche 30 Fuß vom Rade entfernt in einem gemauerten, 14 Fuß breiten und 8 Fuß tiefen Gerinne

Digitized by Google

lag. Am untern Ende desselben, 15 Fuß von dem Seiher entfernt, war der Ueberfall zum Messen angebracht. Derselbe war 9 Fuß lang und aus einer schweren gußeisernen Platte gebildet, deren obere Kante in einer Stärke von 1/8 Zoll gerade abgehobelt und im Uebrigen nach vorn hin unter einem Winkel von 45 Grad abgeschrägt war. Die aufrecht stehenden Wände des Wehrs bestanden aus Georgia-Kiefern und waren in den gleichen Dimensionen wie der Ueberfall selbst abgeschnitten und abgeschrägt. Der Wasserstandsmesser, welchen Herr F. H. Risdon für diese Versuche geliehen hatte, wurde 6 Fuß oberhalb des Wehrs in einem dichten Kasten aus Holz aufgestellt; um die Tiefe des Wassers zu messen, wurde letzteres durch 3/8 Zoll große Löcher, welche sich in dem 3 Fuß unter dem Wasserspiegel liegenden Boden des Kastens befanden, in diesen eingelassen. Eine genaue Untersuchung des besonders vollständig durchgeführten Versuchs mit der Turbine von Fait zeigt die Empfindlichkeit, mit welcher die Messung am Ueberfall jede Veränderung in der Belastung und den Umdrehungen des Rades anzeigte.

Der Apparat zur Kraftmessung bestand aus einer Frictionsscheibe, welche auf die Radachse aufgesetzt war und 37,44 Zoll Durchmesser bei 18 Zoll Dicke hatte. Um dieselbe war ein Prony'scher Zaun gelegt, welcher aus einem Paar gußeiserner, mit Holz gefütterter Bremsbacken bestand. An einer der letztern war ein 6 Zoll hoher, 4 Zoll breiter Arm aus Eichenholz angebracht, in welchem 10,5 Fuß vom Mittelpunkte der Welle entfernt, sich ein Bolzen befand, dessen Auge oben in eine Schneide zugeschärft war; dieser Arm von 10,5 Fuß bildete somit den Radius eines Kreises, dessen Umfang 66 Fuß betrug. Die genannten Theile des Apparats mit der Waage und dem hydraulischen Regulator, welcher 16 Zoll Durchmesser hatte, waren ebenfalls von Herrn Risdon freundlichst hergeliehen worden.

Um das Aufsetzen und Abnehmen der Gewichte möglichst zu erleichtern, war der Bremsarm durch eine Eisenstange mit einem Winkelhebel verbunden, dessen nach oben stehender kürzerer Arm 2 Fuß lang war, während die beiden längeren, horizontal stehenden Arme, an denen die Waage und der Regulator befestigt waren, je 4 Fuß Länge hatten. Man erhielt auf diese Weise für jedes Pfund auf der Waagschaale ein Umsetzungsverhältniß von 132:1. Die Stützpunkte und Lager des Winkelhebels waren aus Stahl, fein zugeschärft und in Pfannen aus gehärtetem Eisen gelagert.

Die Gewichte, nach dem Gewichtssystem der Vereinigten Staaten-Regierung, wurden von den Herren Fairbanks u. Co. geliefert. Die

Digitized by Google

Scheibe, 1000 Pfund schwer, ruhte auf der Welle und deren Spurlager, ähnlich wie die gewöhnlichen Zahnräder; aber die Bremse, welche 1600 Pfund wog, war an einem Balken gerade über dem Mittelpunkt der Turbinenräder mittelst eines drehbaren Bügels aufgehängt, so daß sie sich nach allen Seiten hin frei bewegen konnte. Ein Vergleich der Tabellen zeigt auch die Empfindlichkeit und Genauigkeit dieses Apparates, dessen einzelne Theile ich selbst vor Beginn der Versuche genau zugemessen und adjustirt habe.

Die wirksame Druckhöhe des Wassers wurde durch einen Stab gemessen, dessen unteres Ende sorgfältig in Höhe des Unterwasserspiegels gehalten wurde, indem derselbe sich in einem Kasten befand, welcher in den Boden eingelassen und durch ein Rohr mit dem Abflußgerinne in Verbindung gesetzt war. Andererseits ging eine Röhre vom Turbinengehäuse bis zur Höhe des Oberwasserspiegels, wo eine Glasröhre den Beobachter in den Stand setzte, die wirkliche Druckhöhe an einer Scala abzulesen, welche am obern Ende des vorhin erwähnten Stabes angebracht war.

Experimente, welche, obgleich nicht unmittelbar zu den Proben mit den Turbinen gehörig, angestellt wurden, zeigten, daß dieselbe Turbine mit derselben Belastung, zu verschiedenen Zeiten ganz genau die gleiche Anzahl Umdrehungen machte und bewiesen somit die Genauigkeit der Meßapparate. Die Umdrehungen am Rade wurden durch ein, auf ein Uhrwerk wirkendes Schneckenrad gemessen, welches mit der Radwelle in und außer Verbindung gebracht wurde, auf ein Glockensignal hin, das je nach der Dauer der anzustellenden Versuche in Intervallen von 1 bis 2 Minuten gegeben wurde.

Die Frictionsscheibe war vor Beginn der Versuche genau abbalancirt und ging, nachdem die Turbinen selbst richtig aufgestellt waren, mit vollkommener Regelmäßigkeit ohne jede Unterbrechung.

Die Uhren der verschiedenen Beobachter wurden vor Beginn der Proben verglichen, und die Beobachtungen selbst während der Dauer der einzelnen Versuche gleichzeitig angestellt. Indem die Beobachtungen so notirt wurden, wie sie genommen waren, so ergab ein Vergleich der verschiedenen Notizbücher die Resultate bezüglich der zur Untersuchung gelangten Punkte für jede halbe Minute der Dauer des betreffenden Versuchs.

1) **Turbine von Babrer und Harris in Meaford, Ontario.** Fig. 3 Taf. 98 zeigt einen Horizontalschnitt durch die Turbine mit radialer äußerer Beaufschlagung. Die Regulirung der Turbine geschieht durch Drehung der um die Punkte wie b und d drehbaren Leitschaufeln.

Digitized by Google

Zwischen zwei beweglichen Leitschaufeln befindet sich je eine unbewegliche, wie a und c u. s. w.

Die beweglichen Schaufeln haben an ihrem äußern Ende Zapfen, welche in die Rinnen einer beweglichen, über dem Leitrade befindlichen Platte eingreifen. Die Drehung der Platte erfolgt durch ein Handgetriebe oder einen Regulator. Bei der Drehung der Schaufeln wird die normale Weite der betreffenden Leitcanäle vermehrt oder vermindert.

Das genannte Haus construirt die Motoren so, daß Leit- und Laufrad meist gleich viele Schaufeln haben. Die Turbinen von 6 Zoll an bis 36 Zoll Durchmesser haben sämmtlich fast gleich viele Schaufeln, nämlich 8 bis 10, also eine sehr kleine Anzahl.

Das Rad von 42 Zoll Durchmesser hat 11 Rad- und 10 Leitschaufeln.

" " " 50 " " " 12 " " 12 "

" " " 60 " " " 14 " " 14 "

Folgendes sind die Preise und Gewichte der verschiedenen Nummern dieses Motors:

Durchmesser des Rades	Preis in Dollars	Einströmungs-Querschnitt	Gewicht in Pfunden
12	100	12	160
16	110	22	270
20	125	33 1/3	520
24	145	50	935
30	175	75	1270
36	225	110	1800
42	265	150	2340
50	325	210	3050
60	475	350	4300

Folgendes sind die Resultate der Bremsversuche mit der vorliegenden Turbine:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										
1	5,05	5,07	23	354	31,25	0,620	812,48	32,568	48,00	67,85	0,096	Volle Einströmung
2	5,08	5,10	26	348,5	31,22	0,623	818,71	36,244	48,309	75,1	0,096	"
3	5,13	5,15	27	341,5	31,18	0,630	833,28	36,882	49,107	74,69	0,096	"
4	5,18	5,19	28	330,5	31,18	0,626	824,95	37,016	48,61	76,08	0,096	"
5	5,21	5,23	22	380,5	31,27	0,600	771,29	33,484	45,58	73,62	0,096	1/2 Einströmung
6	5,27	5,29	22	267,5	31,30	0,514	624,75	23,540	35,64	66,09	0,096	3/4 Einströmung
7	5,30	5,32	20	299	31,45	0,495	566,1	23,92	33,65	71,30	0,096	"
8	5,40	5,42	16	271,5	31,62	0,405	406,01	17,376	24,26	71,77	0,096	1/4 Einströmung
9	5,47	5,49	13	227,5	31,66	0,405	406,01	11,83	24,29	48,7	0,096	"

Digitized by Google

20zölliges Rad.

Zahl der Schaufeln	10.	
Zahl der Einlaßöffnungen	8.	
4 stellbare und 4 feste Einlaßöffnungen .	$8^1/_8$	Zoll tief.
Schaufeln, größte Austrittsfläche . . .	570	Quadratzoll.
Schaufeln, kleinste Austrittsfläche . . .	88,60	„
Einlaßöffnungen, größte Austrittsfläche .	103,52	„
Einlaßöffnungen, kleinste Austrittsfläche .	650	„

2. Turbine von T. H. Risdon & Cie. in Mount Holly, N.-J.

Fig. 6 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt durch die Turbine mit radialer äußerer Beaufschlagung und Fig. 2 ein Verticalschnitt durch das Lauf- und Leitrad. Die Construction ist bereits früher betrachtet worden.

Wie Fig. 2 zeigt, fließt das Wasser ganz horizontal von außen in das Leitrad ein und tritt auch in horizontaler Richtung aus demselben aus und in das Laufrad ein. Im Laufrad dagegen fließt das Wasser in einem Bogen in die verticale Richtung über, mit welcher es das Laufrad verläßt. Die Schaufeln erhalten daher eine eigenthümliche, in der Zeichnung nicht deutlich darstellbare Form.

Diese Turbine gehört zu den besten amerikanischen Motoren.

Die Versuchsresultate sind in folgender Tabelle wiedergegeben:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	1,07	1,09	78	266	30,38	0,973	1653,85	82,99	94,96	87,68	0,072	Einströmung
2	1,10	1,12	80	258,5	30,36	0,9795	1670,60	82,72	95,86	86,55	0,072	„
3	1,13	1,15	82	252,5	30,37	0,9804	1672,91	82,82	96,02	85,44	0,072	„
4	1,18	1,20	68	257	30,59	0,8738	1402,67	69,90	81,26	86,20	0,072	$\frac{7}{8}$ Einströmung
5	1,21	1,23	70	247	30,59	0,876	1410,98	69,16	81,57	85,00	0,072	„
6	1,26	1,28	60	238	30,83	0,795	1217,47	57,12	70,94	81,125	0,072	$\frac{3}{4}$ Einströmung
7	1,31	1,33	58	248	30,84	0,7876	1200,24	57,54	69,96	82,41	0,072	„
8	1,38	1,40	38	269	31,05	0,677	951,9	40,89	55,86	73,16	0,072	$\frac{1}{2}$ Einströmung
9	1,41	1,43	40	263,5	31,04	0,680	958,44	42,16	56,22	75,13	0,072	„
10	1,44	1,46	41	258	31,00	0,681	960,61	42,31	56,28	75,35	0,072	„

NB. Ein Versuch mit voller Schützenöffnung und bei 280 Umdrehungen die Minute ergab ein besseres Resultat als eins der in obiger Tabelle mitgetheilten. Die Eintragung mußte aber wegen einer Unklarheit bei der Ablesung am Wehr unterbleiben.

Die erreichte Kraftleistung betrug 85,42 Pferdekraft.

30zölliges Rad. Austritt nach unten.

Zahl der Radschaufeln	14	
Zahl der Einlaßöffnungen	20	
Fläche der Leitschaufeln im kleinsten Querschnitt	184,2	Quadratzoll.
Kleinste Weite der Einlaßöffnungen	$1^1/_8$	Zoll.
Größte Weite der Einlaßöffnungen	$2^7/_8$	„

Digitized by Google

3. Turbine von Knowlton & Dolan in Logansport, Indiana. Fig. 8 Taf. 98 zeigt einen Horizontalschnitt und Fig. 4 eine äußere Ansicht des Laufrades dieser Turbine. Dieselbe ist ebenfalls radial von außen beaufschlagt und wird in den Katalogen als „Kleine Riesenturbine" angekündigt.

Auch hier fließt das Wasser gleichzeitig in horizontaler und in verticaler Richtung durch das Laufrad und bilden daher die Schaufeln schraubenförmige Flächen.

Die Regulirung geschieht durch Schieber a, b, c, welche mittelst Hebeln von oben zwischen je zwei Leitschaufeln geschoben werden.

Nachstehende Zusammenstellung giebt die Dimensionen 2c. der verschiedenen Nummern dieses Motors.

Durchmesser der Turbine in Zollen	Preis der Turbine in Dollars	Durchströmfläche in Quadratzollen	Länge der Welle in Zollen	Durchmesser der Welle in Zollen	Aeußerer Durchmesser der ganzen Turbine in Zollen
5 1/2	155	4 1/2	18	1	9 3/4
6 1/2	160	6	20	1	11
8	170	9	22	1 1/8	13
10	180	14 1/2	25	1 1/4	16 1/2
12	190	20	26	1 5/8	20
14 1/2	210	30	28	1 7/8	22 1/4
17	230	40	32	2 1/8	25
20	230	56	34	2 3/8	28 1/2
23	255	74	38	2 5/8	33
27	285	104	42	2 7/8	39
31	330	135	46	3 1/8	46
36	380	180	50	3 3/8	52
40	430	222	55	3 5/8	56
44	490	270	59	3 7/8	62
48	590	324	63	4 1/8	67 1/2
54	690	410	67	4 3/8	74 1/2
60	830	510	71	4 5/8	80
66	1000	618	—	—	—
72	1400	741	—	—	—
80	1800	910	—	—	—

Digitized by Google

Die nachfolgende Tabelle enthält die Resultate der Bremsversuche der internationalen Jury:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	12,26	12,28	50	333,5	30,81	0,908	1482,3	66,7	86,31	77,43	0,082	Einströmung
2	12,29	12,31	52	324	30,79	0,9195	1510,89	67,39	87,92	76,81	0,082	„
3	12,38	12,40	54	311	30,75	0,923	1519,7	67,18	88,31	76,22	0,082	„
4	12,41	12,43	56	302	30,76	0,924	1522,2	67,65	88,49	76,61	0,082	„
5	12,44	12,46	58	293,5	30,74	0,928	1532,2	68,09	89,02	76,72	0,082	„
6	12,48	12,50	60	282,5	30,73	0,931	1533,9	67,80	89,43	76,28	0,082	„
7	12,52	12,54	48	299,5	30,85	0,853	1347,59	57,50	78,57	73,34	0,082	$\frac{3}{4}$ Einströmung
8	12,55	12,57	50	292,5	30,86	0,856	1354,86	58,50	79,02	72,30	0,082	„
9	12,58	1,00	52	283,5	30,88	0,859	1362,12	58,97	79,50	72,43	0,082	„
10	1,05	1,07	38	233	31,18	0,684	959,6	35,42	56,55	62,73	0,082	$\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ Einstr.
11	1,08	1,10	36	243,5	31,18	0,684	959,6	35,06	56,55	62,13	0,082	„
12	1,11	1,13	34	256,5	31,19	0,683	957,42	34,88	56,43	61,94	0,082	„
13	1,14	1,16	32	270,5	31,21	0,678	946,58	34,62	55,83	62,14	0,082	„

24zölliges Rad.

Zahl der Einlaßöffnungen	9	
Zahl der Schaufeln	13	
Kleinste Austrittsfläche bei den Schaufeln	195	Quadratzoll.
Kleinster Querschnitt der Einlaßöffnungen	144	„
Größter Querschnitt der Einlaßöffnungen	180	„

4. Turbine von Noyes & Sons in Buffalo N.-Y. Fig. 13 und 13a Taf. 98.

Die Turbine ist mit radialer äußerer Beaufschlagung. Zwischen dem Laufrad A und dem Leitrad B ist ein Zwischenringstück C eingeschalten, durch dessen Drehung die Leitcanäle mehr oder weniger geschlossen werden können. Aus dem Querschnitte (Fig. 13a) ist ersichtlich, daß diese mittlere Regulirung C durch ein über dem Leitrad angebrachtes Stirngetriebe in Bewegung gesetzt wird; daß ferner das Laufrad durch einen Zwischenkranz i in zwei Schaufelkronen abgetheilt ist.

Um die Bewegung des Regulirkranzes C zu erleichtern, ist derselbe entlastet, indem über demselben sich eine geschlossene Wasserkammer befindet, die mit dem Oberwasser in Verbindung ist.

Folgende Zusammenstellung enthält die Dimensionen der verschiedenen Nummern dieses Motors:

Digitized by Google

Durchmesser des Turbinenrades in Zollen	Ausfluß-querschnitt in Quadrat-zollen	Preis des Rades in Dollars	Durchmesser des Leitrades in Zollen	Länge der Welle	Dicke der Welle in der Kupplung
8	7	200	11 1/4	14	1 1/4
10	9 7/8	225	13 1/8	16	1 3/8
12 1/2	17	250	17	20	1 5/8
15	22 1/4	250	20 1/8	21 1/2	1 5/8
17 1/2	31 3/4	265	23 1/2	24 1/2	1 3/4
20	53 5/8	275	26 3/4	28	2 1/8
25	75 5/8	350	33	31 1/2	3
30	103 5/8	395	38 3/4	37 1/8	3 3/4
35	161	445	44	43	4 1/4
40	208	500	50 3/4	45 3/4	4 3/4
48	303	625	61	50 3/4	5 1/4
54	396	800	68 3/4	55	5 1/2
60	520	1000	74 1/2	60 1/2	5 3/4
66	660	1250	81	63	6
72	787 1/2	1500	88	65 1/4	6 1/4

Die von der internationalen Jury angestellten Bremsversuche mit dem Motor haben nachstehende Resultate ergeben:

am 26. September 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	3,28	3,30	32	285	31,11	0,697	995,52	36,48	58,53	62,37	0,072	Einströmung
2	3,32	3,34	34	269	31,10	0,698	997,71	36,58	58,64	62,42	0,072	"
3	3,35	3,37	30	294	31,10	0,691	982,39	35,28	57,74	61,23	0,072	"
4	3,38	3,40	28	302,5	31,11	0,686	971,44	33,88	57,12	59,64	0,072	"
5	3,41	3,43	26	317	31,16	0,630	851,96	32,97	50,17	65,46	0,072	7/8 Einströmung
6	3,45	3,47	26	289	31,24	0,620	831,12	30,06	49,072	61,27	0,072	3/4 Einströmung
7	3,48	3,50	24	300	31,21	0,615	820,76	28,80	48,414	60,26	0,072	"
8	3,51	3,53	22	314	31,17	0,608	809,33	27,63	47,50	58,40	0,072	"
9	3,55	3,57	22	293	31,29	0,542	674,23	25,78	39,87	64,80	0,072	5/8 Einströmung
10	4,02	4,04	20	256,5	31,28	0,536	662,59	20,52	39,17	52,52	0,072	1/2 Einströmung
11	4,05	4,07	18	272,5	31,28	0,528	647,16	19,62	38,26	51,45	0,072	"
12	4,08	4,10	16	289,5	31,28	0,520	631,84	18,52	37,35	56,05	0,072	"
						am 27. September 1876:						
13	12,24	12,26	30	302	31,00	0,684	967,12	36,24	56,66	64,0	0,072	Volle Einstr.
14	12,27	12,29	28	317	30,95	0,665	926,09	35,50	54,17	65,66	0,072	"
15	12,30	12,32	26	325	30,80	0,664	923,95	33,80	53,78	62,95	0,072	"
16	12,33	12,35	27	320	30,64	0,668	932,53	34,56	54	64,14	0,072	"

24zölliges Rad.

Zahl der Einlaßöffnungen	11	Cylinder.
Zahl der Schütze	16	"
Größter Querschnitt der Einlaßöffnungen	544	Quadratzoll.
Kleinster Querschnitt der Einlaßöffnungen	140,25	"
Größter Querschnitt der Schütze . . .	422	"
Kleinster Querschnitt der Schütze . . .	94	"

Digitized by Google

5. Turbine von Tyler, ausgestellt von **Putnam Machine Co. Fitchburg, Mass.** Fig. 1 Taf. 98 giebt einen Horizontalschnitt durch die Turbine.

Die Schaufeln des 16 Zoll hohen Laufrades sind gleichzeitig nach innen und unten gebogen, so daß der Austritt des Wassers vertical stattfindet, wie bei der Jonvalturbine.

Nachstehende Tabelle enthält die Versuchsresultate beim Bremsen durch die internationale Jury:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr*)	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	12,21	12,23	74	251	30,00	0,972	1671,63	74,29	94,78	78,32	0,040	Einströmung
2	12,28	12,30	72	257	30,05	0,960	1640,96	74,02	93,20	79,55	0,040	"
3	12,31	12,33	64	278	30,05	0,955	1628,21	71,17	92,47	77,36	0,040	"
4	12,34	12,36	62	285,5	30,06	0,948	1610,46	70,80	91,50	75,64	0,040	"
5	12,37	12,39	60	288,5	30,10	0,945	1602,87	69,24	91,18	75,87	0,040	"
6	12,40	12,41	58	294	30,08	0,944	1600,34	68,21	90,98	75,27	0,040	"
7	12,46	12,48	64	282,5	30,05	0,958	1635,87	72,32	92,90	77,83	0,040	"
8	12,51	12,52	66	277	30,02	0,959	1638,41	73,13	92,96	78,66	0,040	"
9	12,54	12,56	58	286,5	30,10	0,880	1 441,06	60,47	81,98	81,09	0,040	$\frac{3}{4}$ Einströmung
10	12,58	12,59	56	261	30,25	0,814	1282,38	58,46	73,32	79,85	0,040	$\frac{3}{4}$ Einströmung
11	1,00	1,02	52	246	30,47	0,807	1265,88	51,17	72,90	70,24	0,040	"
12	1,03	1,05	48	256,5	30,52	0,788	1221,45	49,25	69,45	70,9	0,040	"
13	1,07	1,09	44	247	30,60	0,745	1122,81	43,47	64,94	67,10	0,040	$\frac{1}{2}$ Einströmung
14	1,10	1,12	40	260	30,65	0,730	1089	41,60	63,08	66,00	0,040	"
15	1,14	1,15	36	240	30,80	0,622	855,57	34,56	49,80	69,50	0,040	$\frac{1}{4}$ Einströmung

*) Der Verlust durch das Wehr betrug 14,352 Cubikfuß pro Minute.

Zweiter Versuch:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	3,43	3,44	68	262	30,36	0,975	1679,33	71,26	96,36	73,9	0,40	Einströmung
2	3,46	3,48	66	265	30,28	0,973	1674,2	69,96	95,81	73,10	0,40	"
3	3,49	3,50	64	270	30,26	0,964	1651,16	69,12	94,42	73,3	0,40	"
4	3,51	3,52	62	281	30,35	0,960	1640,96	69,69	94,13	74,10	0,40	"
5	3,53	3,54	60	287	30,40	0,955	1628,2	68,88	93,55	73,79	0,40	"
6	3,56	3,57	58	294	30,42	0,953	1623,16	68,21	93,32	73,1	0,40	"
7	3,59	4,00	56	280	30,50	0,902	1495,22	62,72	86,19	72,15	0,40	$\frac{3}{4}$ Einströmung
8	4,16	4,17	52	268	30,36	0,844	1353,77	55,74	77,68	73,0	0,40	$\frac{3}{4}$ Einströmung
9	4,21	4,23	44	255	30,48	0,778	1198,29	44,88	69,03	65,0	0,40	"
10	4,24	4,25	42	262	30,50	0,773	1186,79	45,02	68,41	64,2	0,40	$\frac{5}{8}$ Einströmung
11	4,28	4,29	40	218	30,68	0,688	996,12	34,88	57,76	60,4	0,40	"
12	1,30	4,31	36	242	30,70	0,688	896,12	34,85	57,80	60,30	0,40	$\frac{1}{2}$ Einströmung
13	4,33	4,34	34	247	30,73	0,680	978,75	33,59	56,84	59,1	0,40	"

Oberes Zapfenlager der Welle wurde lose; Resultat: schlechtes Rad; nicht fest.

Digitized by Google

30zölliges Rad.

Zahl der Radschaufeln	12	
Zahl der Leitschaufeln	6	
Zahl der Einlaßöffnungen	6	
Fläche der Schaufeln im kleinsten Querschnitt . .	284	Quadratzoll.
Fläche der Einlaßöffnungen im kleinsten Querschnitt	324	„

6. Turbine von W. F. Mosser in Allentown, Pa. Fig. 5 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt und Fig. 9 ein Verticalschnitt durch den Motor, dessen Laufradschaufeln ebenfalls im Grundriß und Aufriß gebogen sind, da der Durchfluß zu gleicher Zeit in radial gebogener und in die verticale Richtung übergehender Weise erfolgt.

Außerhalb des eigentlichen Leitrades C mit angegossenen unverstellbaren Schaufeln ist ein drehbares Rad a b mit angegossenen Deckplatten a b angebracht, welche die Leitcanäle mehr oder weniger zudecken.

Folgende Tabelle enthält die Dimensionen, in welchen die Turbine angefertigt wird:

Größe des Rades in Zollen	Preise in Dollars	Durchströmfläche in Quadratzollen	Länge der Welle wie früher	Durchmesser der Kupplungsbohrung	Aeußerer Durchmesser der Turbine
6	150	5,16	8	$1\frac{1}{16}$	9
9	165	12,96	12	$1\frac{1}{2}$	18
12	185	21,50	18	$1\frac{1}{2}$	22
15	200	30,10	21	2	25
18	225	38,70	24	$2\frac{1}{4}$	30
21	275	47,30	24	$2\frac{1}{4}$	33
24	300	55,90	27	$2\frac{3}{4}$	37
30	350	94,60	30	$2\frac{3}{4}$	44
36	400	150,50	36	$3\frac{1}{4}$	52
40	450	180,66	36	$3\frac{1}{4}$	58
48	550	236,50	36	$3\frac{3}{4}$	66
54	800	387,00	48	$5\frac{7}{8}$	74
60	900	473,00	48	$5\frac{7}{8}$	81
66	1000	602,00	60	$5\frac{7}{8}$	88
72	1200	752,00	60	$6\frac{1}{2}$	96

Digitized by Google

Die Proben, welche die internationale Jury mit dem Motor angestellt hat, haben nachstehende Resultate ergeben:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	12,26	12,28	42	300	30,56	0,763	1163,8	50,40	67,22	75,09	0,40	Einströmung
2	12,29	12,31	44	289,5	30,58	0,772	1184,46	50,95	68,46	74,60	0,40	"
3	12,32	12,34	46	276	30,58	0,778	1198,29	50,78	69,26	73,40	0,40	"
4	12,35	12,37	40	312,5	30,60	0,770	1179,86	50	68,24	73,43	0,40	"
5	12,38	12,40	38	326,5	30,60	0,758	1151,36	49,63	66,58	74,62	0,40	"
6	12,41	12,43	36	342	30,62	0,752	1138,69	49,25	65,90	74,80	0,40	"
7	12,44	12,46	34	356,5	30,65	0,744	1120,55	48,48	64,91	74,39	0,40	"
8	12,47	12,49	32	365	30,67	0,740	1111,41	46,72	64,43	72,68	0,40	"
9	12,59	1,51	32	310,5	30,90	0,666	948,53	39,74	55,39	71,63	0,40	
10	1,02	1,04	30	323	30,95	0,657	929,27	38,76	54,36	71,48	0,40	
11	1,05	1,07	28	335	31,00	0,648	910,14	37,52	53,32	70,50	0,40	
12	1,08	1,10	26	347	31,02	0,644	901,67	36,09	52,86	68,2	0,40	
13	1,11	1,13	24	355	31,03	0,636	884,82	34,08	51,78	65,74	0,40	
14	1,18	1,20	24	312	31,10	0,595	800,04	29,95	47,02	63,80	0,40	
15	1,21	1,23	22	343	31,00	0,586	781,79	30,18	45,80	65,8	0,40	

24zölliges Rad.

Zahl der Radschaufeln	8	
Zahl der Einlaßöffnungen im Gehäuse	10	
Fläche der Einlaßöffnungen im kleinsten Querschnitt	125,94	Quadratzoll.
Fläche der Austrittöffnungen im Rade beim kleinsten Querschnitt	126,04	"

7. Bollinger'sche Turbine, ausgestellt von **York Manufacturing Co. in York, Pa.**

Fig. 11 Taf. 98 ist der Horizontalschnitt und Fig. 15 der Verticalschnitt durch den Motor mit äußerer radialer Beaufschlagung. Auch bei dieser Turbine fließt das Wasser gleichzeitig in horizontaler und in verticaler Richtung durch das Laufrad, indem der Austritt aus letzterem in verticaler Richtung und der Eintritt in horizontaler Richtung stattfindet, wie Fig. 15 zeigt. Bei dieser Turbine sind die Laufradschaufeln im Horizontalschnitt gradlinig, d. h. sie sind so geformt, wie bei einer gewöhnlichen Jonvalturbine.

Die Leitschaufeln sind drehbar um die Punkte a Fig 11, um die Leitcanäle nach Belieben mehr oder weniger öffnen oder auch ganz schließen zu können.

An den äußern Enden der Leitschaufeln bei b sind an ihrem obern Theile Stifte angebracht, welche in eingeschnittene Nuthen eines über dem Leitrade befindlichen drehbaren Regulirkranzes eingreifen.

Digitized by Google

Die folgenden beiden Tabellen enthalten die Resultate der officiell Bremsversuche mit zwei verschiedenen Turbinen gleicher Construction.

Am 10. October 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkung u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	12,40	12,42	44	310	30,47	0,855	1380,27	54,56	79,50	68,7	0,040	Einströmu
2	12,43	12,45	48	292,5	30,44	0,858	1387,5	56,16	79,826	70,4	0,040	„
3	12,46	12,48	46	300	30,30	0,855	1480,27	55,20	79,04	69,8	0,040	„
4	12,50	12,52	44	300	30	0,852	1373	52,80	77,85	68,0	0,040	„
5	12,55	12,57	44	290	30,46	0,818	1291,8	51,04	74,37	68,6	0,040	⅞ Einström
6	12,58	1,00	42	300	30,46	0,816	1287	50,40	74,10	68,0	0,040	„
7	1,07	1,09	36	290	30,62	0,738	1107	41,76	64,06	63,6	0,040	¾ Einström
8	1,10	1,12	34	300	30,61	0,737	1104,74	40,80	63,91	63,8	0,040	„
9	1,13	1,14	32	306	30,62	0,735	1100,24	39,17	63,67	61,3	0,040	„
10	1,21	1,23	30	274,5	30,80	0,663	942	32,94	54,84	60,2	0,040	½ Einström
11	1,24	1,26	28	290	30,81	0,660	935,68	32,48	54,48	59,7	0,040	„
12	1,34	1,36	24	263	30	0,584	777,78	25,25	44,10	57,2	0,040	⅜ Einström
13	1,37	1,39	20	291	31,1	0,580	769,65	23,28	45,23	51,4	0,040	„

26¼ Zoll Durchmesser.

Am 12. October 1876:

1	12,35	12,37	34	312	30,59	0,759	1154,6	42,43	66,75	63,6	0,040	Volle Einf
2	12,38	12,40	36	306	30,55	0,763	1163,80	44,06	67,19	65,6	0,040	„
3	12,41	12,43	38	296	30,53	0,766	1170,1	44,99	67,55	66,7	0,040	„
4	12,44	12,46	40	287	30,54	0,772	1184,46	45,92	68,37	67,2	0,040	„
5	12,47	12,49	42	282,5	30,55	0,778	1198,29	47,46	69,19	68,6	0,040	„
6	12,50	12,51	44	275	30,53	0,782	1207,54	48,40	69,68	69,5	0,040	„
7	12,52	12,53	46	273	30,50	0,790	1226,10	50,23	70,68	71,1	0,040	„
8	12,54	12,56	48	270	30,50	0,794	1235,43	51,84	71,22	72,8	0,049	„
9	12,57	12,58	50	260	30,48	0,798	1244,76	52,00	71,71	72,5	0,040	„
10	1,01	1,03	52	252,5	30,44	0,803	1256,50	52,52	72,29	72,9	0,040	„
11	1,04	1,06	54	246,5	30,42	0,804	1258,84	53,24	72,38	73,6	0,040	„
12	1,08	1,09	56	232	30,42	0,805	1261,2	51,97	72,51	71,7	0,040	„
13	1,12	1,14	32	318	30,60	0,735	1100,22	40,70	63,63	64,00	0,040	⅞ Einströmu
14	1,15	1,17	36	300	30,60	0,742	1116,0	43,20	64,54	67,00	0,040	„
15	1,19	1,21	36	280	30,70	0,703	1029	40,32	59,70	67,45	0,040	¾ Einströmu
16	1,23	1,24	34	290	30,72	0,700	1022,3	39,44	59,36	66,56	0,040	„
17	1,27	1,29	34	268	30,85	0,656	927,14	36,45	54,06	67,50	0,040	½ Einströmu
18	1,30	1,32	32	277	30,85	0,654	922,87	35,45	53,81	65,90	0,040	„
19	1,40	1,41	24	300	31,03	0,600	810,23	28,80	47,52	60,65	0,040	⅜ Einströmu
20	1,42	1,44	26	285	31,00	0,603	816,36	29,64	47,83	62,01	0,040	„

27zölliges Rad.

Zahl der Radschaufeln 14
Zahl der Einlaßöffnungen 12
Kleinster Querschnitt der Einlaßöffnungen 111,35 Quadratzoll.
Kleinste Austrittfläche bei den Schaufeln . 147,83 „

Digitized by Google

Mit einer dritten von derselben Firma ausgestellten Turbine mit geneigten flachen Schaufeln und gegen das Centrum gerichtetem Ausfluß wurden Versuche angestellt, um den Beweis zu leisten, daß diese Construction nicht vortheilhaft sei.

Folgendes waren die mit diesem Motor erhaltenen Resultate.

Am 13. October 1876:
Versuch mit centralem Ausfluß.

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	12,32	12,34	36	265,5	30,00	0,830	1320,30	38,23	74,86	51,08	0,040	Einströmung
2	12,44	12,46	38	264,5	30,10	0,832	1325,1	40,20	75,38	53,35	0,040	„
3	12,47	12,49	40	260,5	30,05	0,839	1341,8	41,68	76,21	57,3	0,040	„
4	12,50	12,52	44	255	30,02	0,845	1356,2	44,88	76,94	58,06	0,040	„
5	12,53	12,55	46	249	30,00	0,850	1368	45,81	77,58	59,10	0,040	„
6	12,56	12,58	48	244	29,95	0,853	1375,4	46,85	77,86	60,18	0,040	„
7	12,59	1,00	52	240	29,92	0,851	1370,6	49,92	77,51	64,36	0,040	„
8	1,01	1,02	56	235	29,86	0,860	1392,87	52,64	78,58	66,9	0,040	„
9	1,03	1,05	60	212	29,85	0,863	1399,64	50,88	78,96	64,4	0,040	„
10	1,09	1,11	32	264	30,25	0,765	1168,11	33,79	66,78	50,62	0,040	¾ Einströmung
11	1,15	1,16	30	251	30,48	0,667	950,65	30,12	54,77	55,00	0,040	„
12	1,19	1,21	34	242	30,49	0,670	957,11	32,91	54,76	60,1	0,040	„
13	1,22	1,23	36	233	30,46	0,672	961,43	33,55	55,35	60,58	0,040	„

27 Zoll Durchmesser.

8. Turbine der National Water-Wheel Comp. in Bristol, Conn.

Fig. 14 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt und Fig. 7 ein Verticalschnitt durch die Turbine. Wie aus letztern beiden Figuren ersichtlich ist, ist der obere Theil der Laufradschaufeln so gebogen, daß das Wasser von der radialen Richtung abgelenkt und gleichzeitig nach unten zu geleitet und im letztern Theil der Schaufeln wie bei unsern Jonvalturbinen abgelenkt wird, um schließlich in absoluter verticaler Richtung auszutreten.

Die Regulirung der Turbine ist eigenthümlich angeordnet. Das Leitrad ist nämlich in Sectionen wie a a 2 und b b 2 eingetheilt, von welchen die erstern gar keine Schaufeln haben und vielmehr ganz ohne Wasserzufluß sind, während die letztern Sectionen festgegossene unbewegliche Leitschaufeln haben. Außerhalb des Leitrades ist eine Ringschütze angebracht mit Ausschnitten. Die Ringschütze läßt sich concentrisch um die Achse drehen, so daß bei der Bewegung derselben eine beliebige Anzahl Leitcanäle geschlossen werden kann, nämlich über die

Digitized by Google

untere Grenze hinaus, bei welcher auf einmal je so viele Leitcanäle geschlossen werden, als das Leitrad Sectionen wie b hat.

Die nachstehende Tabelle enthält die Resultate der officiellen Bremsversuche mit der Turbine.

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	3,28	3,30	40	330,5	30,30	0,787	1219,15	52,88	69,82	75,80	0,040	Einströmung
2	3,31	3,33	46	312	35,25	0,804	1258,84	57,41	71,92	79,8	0,040	"
3	3,34	3,36	50	299	30,24	0,814	1282,38	59,80	73,29	81,50	0,040	"
4	3,37	3,39	52	290	30,22	0,818	1291,8	60,32	73,78	81,7	0,40	"
5	3,40	3,42	54	287,5	30,20	0,825	1308,4	62,10	74,68	83,19	0,40	"
6	3,43	3,45	56	279	30,17	0,826	1310,81	62,49	74,74	83,7	0,40	"
7	3,46	3,48	58	265	30,14	0,832	1325,1	61,48	75,48	81,5	0,40	"
8	3,49	3,51	60	257,5	30,13	0,837	1337	61,80	76,14	81,3	0,40	"
9	3,52	3,54	62	249	30,12	0,840	1344,2	61,75	76,52	80,8	0,40	"
10	3,56	3,58	64	241,5	30,11	0,844	1353,77	61,82	77,04	80,2	0,040	"
11	4,00	4,02	66	226,5	30,17	0,848	1363,2	59,80	77,73	78,3	0,040	"
12	4,11	4,12	32	312	30,67	0,700	1022,4	39,94	59,26	67,3	0,040	$\frac{3}{4}$ Einströmung
13	4,13	4,14	36	292	30,70	0,702	1026,8	42,05	59,58	70,5	0,040	"

25zölliges Rad.

Centraler Ausfluß nach unten.

Zahl der Radschaufeln	15
Zahl der Einlaßöffnungen	16 (in Gruppen zu vier).
Fläche der Einlaßöffnungen im kleinsten Querschnitt . .	105,75 Quadratzoll.
Austrittfläche bei den Schaufeln im kleinsten Querschnitt	118,125 "

9. Turbine von E. T. Cope & Sons in West-Chester, Pa. Fig. 10 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt durch den Motor mit radialer äußerer Beaufschlagung. Der Durchfluß durch das Laufrad geschieht gegen das Centrum und gleichzeitig nach abwärts. Der Ausfluß erfolgt nach unten.

Zur Regulirung der Turbine ist jeder Leitcanal mit einer Art Cylinderhahn wie a und b geschlossen oder geöffnet. Es wird durch eine Vorrichtung von einem gemeinschaftlichen Handgetriebe aus je ein Hahn nach dem andern geöffnet oder geschlossen.

Folgende Tabelle enthält die Dimensionen und Preise der verschiedenen Nummern des Motors.

Digitized by Google

Durchmesser des Rades	Preis in Dollars	Durchström-fläche	Länge der Welle	Durchmesser der Welle
10	225	15	15	$1\,^{3}/_{16}$
13	230	30	19	$1\,^{7}/_{16}$
17	240	48	23	$1\,^{15}/_{16}$
20	260	72	$28\,^{1}/_{4}$	$2\,^{3}/_{16}$
25	300	100	36	$2\,^{7}/_{16}$
30	380	144	42	$2\,^{15}/_{16}$
35	460	192	44	$3\,^{7}/_{16}$
40	550	264	48	$3\,^{15}/_{16}$
45	650	336	52	$4\,^{7}/_{16}$
50	750	408	56	$4\,^{15}/_{16}$
60	950	540	60	$5\,^{7}/_{16}$
72	1400	768	66	6

Die folgende Zusammenstellung enthält die Resultate der officiellen Bremsversuche:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										
1	3,59	4,00	64	226	30,50	0,903	1497,68	57,86	86,33	67,0	0,040	
2	4,03	4,04	60	240	30,55	0,894	1475,44	57,60	85,19	67,6	0,040	
3	4,05	4,06	60	245	30,54	0,910	1515,1	58,80	87,45	67,3	0,040	
4	4,08	4,09	56	272	30,30	0,942	1595,26	60,93	91 36	66,7	0,040	Ganz dichter und guter Schluß der Schütze. Bei allen Versuchen volle Einströmung.
5	4,10	4,11	58	266	30,26	0,943	1597,8	61,71	91,38	67,6	0,040	
6	4,12	4,13	60	255	30,20	0,945	1602,88	61,20	91,49	66,8	0,040	
7	4,14	4,15	63	254	30,00	0,954	1625,69	64,01	92,17	69,4	0,040	
8	4,16	4,17	67	240	29,80	0,958	1635,8	64,32	92,13	69,7	0,040	
9	4,19*)	4,20	70	223	28,50	0,954	1625,69	62,44	87,57	70,2	0,040	
10	4,37	4,38	64	274	30,15	1,032	1827,6	70,14	104,14	67,3	0,040	
11	4,41	4,42	76	257	29,65	1,035	1835,5	78,13	102,86	76,0	0,040	
12	4,43	4,44	78	258	29,20	1,040	1848,74	80,50	102,03	78,7	0,040	
13	4,45	4,46	80	241	28,80	1,040	1848,74	77,12	100,631	76,6	0,040	

*) Angehalten, um mehr Dampf zu bekommen.

NB. Nachmittags dunkel: Dampf knapp; die Versuche mußten auf je eine Minute beschränkt werden.

30zölliges Rad.

Centraler Ausfluß nach oben.

Zahl der Radschaufeln 13
Zahl der Einlaßöffnungen 12
Fläche der Einlaßöffnungen . . . . . 240 Quadratzoll.
Fläche der Schaufeln im kleinsten Querschnitt 178,75 „

Digitized by Google

10. Turbine von Chase, Manufacturing Comp. in Orange, Mass. Fig. 17 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt durch den Motor mit radialer äußerer Beaufschlagung. Es ist kein Leitrad vorhanden und es wird das Wasser dem Laufrad direct durch das Zuflußrohr a zugeführt. Die Canäle des Laufrades sind gleichzeitig nach innen und unten gebogen, nach abwärts ist die Krümmung wie bei den Jonvalturbinen, d. h. es geschieht der absolute Austritt vertical nach unten. Im Zulaufrohr ist eine raticale Drosselklappe angebracht. Der Turbinenkasten über dem Laufrade wird sowohl in Holz als auch in Eisen angefertigt.

Folgendes sind die Preise und Dimensionen dieser Motore:

Diameter des Rades	Preis mit Eisenkammer	Preis mit Holzkammer	Einströmfläche
12	165	—	20
15	195	—	30
18	220	165	40
21	245	195	60
24	275	220	90
27	300	245	120
30	375	300	150
36	475	400	200
42	625	525	300
48	825	675	400
54	1025	800	500
66	1500	1250	600
78	2100	1800	800

Die Turbine, mit welcher auf der Ausstellung die Bremsversuche angestellt wurden, hatte zwölf Radschaufeln bei 24 Zoll äußerm Durchmesser. Die Resultate der Versuche sind in folgenden zwei Tabellen enthalten:

Am 6. November 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										Volle
1	3,28	3,30	32	399	29,30	0,915	1527,5	51,07	84,59	60,43	0,040	Einströmung
2	3,31	3,33	34	380	29,35	0,917	1532,5	51,68	85,03	60,7	0,040	"
3	3,34	3,35	34	379	29,52	0,918	1535	51,54	85,64	60,20	0,040	"
4	3,36	3,38	36	366	29,70	0,921	1542,5	52,70	86,58	60,80	0,040	"
5	3,39	3,41	38	358	29,88	0,924	1550	54,416	87,53	62,1	0.040	"
6	3,42	3,44	40	349	29,98	0,928	1560	55,84	88,39	63,10	0,040	"
7	3,45	3,47	42	331	30	0,927	1557,5	55,61	88,31	62,9	0,040	"
8	3,48	3,49	44	304	29,80	0,927	1557,0	53,50	87,723	61,06	0,040	"

44 Zoll Durchmesser.

Digitized by Google

Am 7. November 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										
9	3,49	3,51	40	365	29,85	0,927	1557,0	58,40	87,87	66,4	0,040	Volle Einstr.
10	3,53	3,54	42	355	29,80	0,925	1552,5	59,64	87,44	68,30	0,040	"
11	3,55	3,56	44	332	29,80	0,925	1552,5	58,43	87,44	66,9	0,040	"
12	3,18	3,20	28	435	29,25	0,871	1419,1	48,72	78,44	62,10	0,040	$\frac{3}{4}$ Einstr.
13	3,21	3,23	36	363,5	29,35	0,866	1406,9	52,34	87,04	66,5	0,040	"
14	3,24'30"	3,26'30"	38	346	29,58	0,866	1406,9	52,59	78,65	66,5	0,040	"
15	3,29	3,31	40	325	29,55	0,867	1409,3	52,00	78,71	66,0	0,040	"
16	3,31'30"	3,33'30"	37	360,5	29,62	0,867	1409,3	53,354	78,90	67,6	0,040	"
17	2,37'30"	3,39'30"	24	372,5	30	0,748	1129,6	35,76	64,05	55,7	0,040	$\frac{1}{2}$ Einstr.
18	3,40'30"	3,42'30"	26	350	30,12	0,746	1125,1	36,40	64,05	56,8	0,040	"
19	3,44	3,46	28	328	30,10	0,746	1125,1	36,74	64,00	57,3	0,040	"

24 Zoll Durchmesser.

11. Turbine von Rodney Hunt in Orange, Mass. Fig. 16 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt durch die Turbine mit radialer äußerer Beaufschlagung.

Der Durchfluß geschieht in horizontaler Richtung durch das Laufrad.

Folgendes sind die Resultate der auf der Ausstellung vorgenommenen officiellen Bremsversuche.

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Vm.	Vm.										Volle
1	9,27	9,29	58	328	28,96	1,028	1817,08	76,096	99,46	76,6	0,040	Einstr.
2	9,38	9,39	62	317	29,26	1,034	1832,9	78,616	101,36	77,60	0,040	"
	Nm.	Nm.										
3	12,21	12,23	66	300	29	1,040	1848,74	79,20	101,33	78,2	0,040	"
4	12,28	12,30	68	300	29,47	1,045	1861,98	81,60	103,71	78,6	0,040	"
5	12,33	12,34	70	295	29,75	1,047	1867,31	82,60	104,99	78,70	0,040	"
6	12,35	12,36	72	276	29,25	1,038	1843,45	79,49	101,91	78,00	0,040	"
7	12,40	12,42	40	312	30,25	0,809	1270,6	49,92	72,64	68,72	0,040	$\frac{1}{2}$ Einstr.
8	12,43	12,45	42	300	30,27	0,816	1284,1	50,40	73,46	68,60	0,040	"
9	12,46	12,48	44	287,5	30,23	0,820	1296,56	50,60	74,08	68,38	0,040	"
10	12,50	12,52	54	306	29,80	0,966	1656,2	66,096	93,28	71,00	0,040	$\frac{3}{4}$ Einstr.
11	12,53	12,55	56	298	29,62	0,973	1674,2	66,75	93,72	71,4	0,040	"
12	12,56	12,58	58	289	29,60	0,974	1676,7	67,05	93,80	71,4	0,040	"
13	15,58'30"	12,59'30"	60	278	29,60	0,974	1676,7	66,72	93,80	71,1	0,040	"
14	1,03	1,05	36	223	30,45	0,748	1129,63	32,11	65,01	49,2	0,040	$\frac{1}{4}$ Einstr.
15	1,07	1,09	34	238	30,44	0,743	1118,27	32,37	64,34	50,3	0,040	"
16	1,09	1,10	32	254	30,43	0,742	1116	32,51	64,17	50,6	0,040	"
17	1,11	1,12	30	266	30,50	0,725	1077,84	31,92	62,13	51,3	0,040	"

Es war schwierig, das Wasser bei voller Oeffnung zu liefern. Das Wasser ging mehrmals aus und die Versuche wurden verworfen.

Digitized by Google

24zölliges Rad.

Zahl der Schaufeln . . .	20	
Zahl der Schütze	19	
Kleinste Fläche der Schaufeln	235	Quadratzoll.
Schütze, Eintrittsfläche . .	465,5	„
Schütze, Austrittsfläche . .	133	„

12. Turbine von Stout, Mills & Temple in Dayton, Ohio. Fig. 12 Taf. 98 ist ein Horizontalschnitt des Motors mit radialer äußerer Beaufschlagung. Der Durchfluß durch das Laufrad geschieht in schiefer Richtung nach innen und abwärts. Folgende Tabelle enthält die Resultate der officiellen Versuche mit der Turbine.

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Nm.	Nm.										
1	4,42	4,44	64	245,5	30,05	0,965	1653,53	62,848	93,91	66,9	0,040	Volle Einstrm.
2	4,45	4,47	66	236,5	29,70	0,965	1653,53	62,436	92,82	67,2	0,040	„
3	5,05	5,07	68	236	29,70	0,975	1679,33	64,19	94,26	68,0	0,040	„
4	5,08	5,10	70	231	29,55	0,980	1692,38	64,68	94,52	68.4	0,040	„
5	5,12	5,13	72	223	29,45	0,983	1699,88	64,224	94,62	67,8	0,040	„
6	5,19	5,20	74	210	29,05	0,973	1674,2	62,16	91,92	67,8	0,040	„
7	5,23	5,24	76	201	28,75	0,978	1687	61,10	91,67	66,6	0,040	„
8	5,28	5,29	46	259	29,80	0,840	1344,2	47,656	75,71	62,8	0,040	½ Einstr.
9	5,41	5,42	50	252	29,70	0,845	1356 2	50,40	76,13	66,20	0,040	„
10	5,43	5,44	54	242	29,48	0,854	1377,85	52,272	76,77	68,10	0,040	„
11	5,45	5,46	58	230	29,38	0,859	1389,93	53,36	77,18	69,13	0,040	„
12	6,00'30"	6,01'30"	34	182	30,95	0,548	706,24	24,752	41,31	59,91	0,040	¼ Einstr.
13	6,02'30"	6,03'30"	34	181	30,95	0,547	704,28	24,616	41,18	59 77	0,040	„
14	6,04'30"	6,05'30"	28	204	30,95	0,535	680,96	22,848	39,83	57,4	0,040	„
15	6,06'20"	6,07'20"	24	229	30,97	0,527	665,55	21,984	38,96	56,4	0,040	Aufzieh-Vorrichtung am Schutzlose; letzterer schloß sich langsam von selbst.
16	6,08'30"	6,09'30"	24	221	30,98	0,525	661,69	21,50	38,74	55,55	0,040	

Rad 30 Zoll Durchmesser.

13. Jonvalturbinen, System Geielin, ausgestellt von **Wood & Cie. in Philadelphia.**

Entgegen den nahezu sämmtlichen amerikanischen Ausstellern hat das vorliegende Haus Turbinen nach dem gewöhnlichen System Jonval ausgestellt.

Die folgende Tabelle zeigt die erhaltenen Resultate der Versuche

Digitized by Google

mit einer Turbine von 36 Zoll äußerm, 22 Zoll innerm Durchmesser, 11 Zoll Höhe des Leitrades und 6 Zoll Höhe des Laufrades.

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Vm.	Vm.										Volle
1	9,42	9,44	80	213,5	29,30	0,896	1480,4	68,32	81,98	83,3	0,040	Einströmung
2	9,45	9,47	82	205	29,61	0,897	1482,88	67,24	82,98	81,00	0,040	„
3	9,48	9,50	84	197	29,62	0,903	1497,68	66,192	83,85	78,9	0,040	„
4	9,51	9,53	86	190,5	29,65	0,904	1500,18	65,53	84,07	77,9	0,040	„
5	9,54	9,56	78	211	29,61	0,900	1490,27	65,83	83,48	78,8	0,040	„
6	9,57	9,58	78	212	29,62	0,900	1490,27	66,144	83,43	79,2	0,040	„
7	9,59	10,01	78	205,5	29,60	0,900	1490,27	64,116	83,37	76,8	0,040	„

Diese Turbine ging auch zu fest im Lager, und da sie vom ersten Versuch ab statt besser immer schlechter arbeitete, so wurde sie zurückgezogen.

36zölliges Rad.

Zahl der Radschaufeln . . . 26
Zahl der Leitschaufeln 13
Fläche der Schaufeln, Eintritt . 485,88 Quadratzoll.
Fläche der Schaufeln, Austritt . 114,66 „
Fläche der Leitschaufeln, Eintritt 1042,7 „

Die Versuchsresultate mit zwei andern Turbinen desselben Systems sind, aber mit 26 und 36 Zoll äußerm Durchmesser, in den nachstehenden Tabellen enthalten.

Am 2. November 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Vm.	Vm.										Volle
1	9,30	9,32	76	223,5	29,53	0,942	1595,28	67,94	89,04	76,3	0,040	Einströmung
2	9,36	9,38	80	217,5	29,55	0,942	1595,28	69,60	89,10	78,1	0,040	„
3	9,39	9,41	84	204	29,58	0,942	1595,28	68,54	89,19	76,8	0,040	„
4	9,42	9,44	88	195,5	29,58	0,940	1590,23	68,82	88,90	77,40	0,040	„
5	9,45	9,47	92	185,5	29,52	0,938	1585,2	68,264	88,44	77,1	0,040	„
6	9,48	9,49	90	190	29,52	0,938	1585,2	68,40	88,44	77,3	0,040	„
7	9,52	9,54	86	197	29,52	0,940	1590,2	67,77	88,72	76,2	0,040	„
8	9,55	9,56	82	206	29,56	0,943	1597,8	67,57	89,266	75,6	0,040	„
9	10,04	10,06	89	189	29,56	0,938	1585,2	67,284	88,56	75,9	0,040	„

Die Turbine wurde schließlich zurückgezogen behufs Aenderungen im Gehäuse und Lager; letzteres war $^1/_4$ Zoll tief ausgeschliffen.

Rad 26 Zoll Durchmesser.

Digitized by Google

Am 31. October 1876:

Nr. des Versuchs	Anfangszeit	Endzeit	Gehobenes Gewicht	Umdrehungen pro Minute	Höhe des Wasserdrucks a. d. Turbine	Höhe des Wasserdrucks auf das Wehr	Ausfluß pro Minute Cbkfß.	Pferdekräfte der Turbine	Pferdekräfte des Wassers	Wirkungsgrad	Verlust am Wehr	Bemerkungen u. s. w.
	Vm.	Vm.										Halbe
1	9,17	9,18	34	260	30,10	0,700	1022,38	35,36	58,16	60,7	0,040	Einströmung
2	9,19	9,20	36	255	30,10	0,700	1022,38	36,72	58,16	63,2	0,040	„
3	9,06	9,08	38	250	36,12	0,702	1026,8	38,00	58,45	65,0	0,040	„
4	9,04	9,05	40	240	30,10	0,700	1022,38	38,40	58,16	66,1	0,040	„
5	9,23	9,24	42	235	30,30	0,703	1029	39,48	58,93	66,99	0,040	„
6	9,25	9,26	44	227	30,30	0,703	1029	39,95	58,93	67,8	0,040	„
7	9,27	9,28	46	220	30,30	0,703	1029	40,48	58,93	68,7	0,040	„
8	9,29	9,30	48	215	30,30	0,705	1033,4	41,28	59,18	69,8	0,040	„
9	9,31	9,32	50	208	30,30	0,705	1033,4	41,60	59,18	70,0	0,040	„
10	9,34	9,35	52	200	30,30	0,708	1040,04	41,60	59,56	69,8	0,040	„
11	9,37	9,38	54	196	30,28	0,708	1040,04	47,33	59,52	71,17	0,040	„
12	9,39	9,40	56	190	30,28	0,708	1040,04	42,56	59,52	71,4	0,040	„
13	9,41	9,42	58	181	30,28	0,708	1040,04	41,99	59,52	70,5	0,040	„

Aeußere Schaufelreihe durch das Rad im Gehäuse gehemmt und zurückgezogen.

Am 1. November. Das Rad im Gehäuse nachgearbeitet.

	Nm.	Nm.										Halbe
14	12,52	12,54	54	205	29,95	0,716	1057,76	44,28	59,87	74,0	0,040	Einströmung
15	12,55	12,56	56	199	29,96	0,715	1055,56	44,57	59,77	74,60	0,040	„
16	12,57	12,58	58	191	29,96	0,715	1055,56	44,31	59,77	74,33	0,040	„
17	12,59	1,00	60	186	29,95	0,717	1059,99	44,64	60,14	74,3	0,040	„

Die Turbine wurde behufs weiterer Nacharbeit zurückgezogen.

36zölliges Rad.

Zahl der Radschaufeln (äußere Reihe) . .	40	
Zahl der Radschaufeln (innere Reihe) . .	36	
Kleinster Querschnitt (äußerer)	71,843	Quadratzoll.
Kleinster Querschnitt (innerer)	47,25	„
Zahl der Leitschaufeln (äußere und innere) je	15	

Die letztern beiden Turbinen hatten eine jede zwei Schaufelkränze, daher bei halber Beaufschlagung (aus einem arbeitenden Schaufelkranze) der Wirkungsgrad nicht sehr viel kleiner war als bei voller Beaufschlagung.

Digitized by Google

Bemerkungen des Verfassers zu den Ergebnissen der obigen officiellen Bremsversuche an der Ausstellung in Philadelphia.

Ohne die überspannten Angaben verschiedener Berichterstatter über amerikanische Turbinen sowie die eigenen Angaben der Aussteller und Fabrikanten solcher Motoren (es werden viele Turbinen mit 80 bis 86 Procent und mehrere solche mit 86 bis 92 Procent Wirkungsgrad annoncirt) irgend einer Berücksichtigung zu würdigen, will der Verfasser nur nachweisen, daß auch alle oben aufgeführten, großentheils noch nicht so gar unbescheidenen, zum Theil sogar sehr bescheidenen officiellen Versuchsresultate der amerikanischen Ausstellungsjury noch zu hoch angegeben sind. Es soll damit dem Werth der bezüglichen Versuche kein Abbruch geschehen, denn die Versuche sind und bleiben in jeder Hinsicht sehr werthvoll, da sie jedenfalls eine genaue Vergleichung über den Werth der verschiedenen amerikanischen Constructionen unter einander gestatten, insofern sich dieser Werth auf möglichst gute Ausnutzung der Wasserkräfte bezieht.

Greifen wir den ersten besten Versuch heraus, z. B. den ersten Versuch mit der Turbine von Risdon, welcher 87,68 Procent Wirkungsgrad ergiebt.

Es ist dort $H = 30{,}38$ engl. $= 9{,}265$ Meter.

$Q = 1653{,}85$ Cubikfuß engl. pro Minute oder 27,564 Cubikfuß $= 780{,}21$ Liter pro Secunde, Druckhöhe über dem Ueberfall $h = 0{,}973$ Fuß $= 0{,}2967$ Meter.

Nun ist die Breite b des Ueberfalles $= 2{,}743$ Meter und die Breite B des Canales vor dem Ueberfall $= 4{,}270$ Meter.

Es ist daher

$$\frac{b}{B} = \frac{2{,}743}{4{,}270} = 0{,}642.$$

Nennt man nun k den Coefficienten für den Abfluß des Wassers über das Wehr, so ist bekanntlich die abfließende Wassermenge

$$Q = k \,.\, b \,.\, h \sqrt{2\,g\,h}.$$

Nun ist hier $\sqrt{2\,g\,h} = 2{,}410$ Meter,

und $b \,.\, h \,.\, \sqrt{2\,g\,h} = 2{,}743 \,.\, 0{,}2967 \,.\, 2{,}41 = 1{,}961$,

und nun ergiebt sich aus der angegebenen Wassermenge Q der Werth der bei der Berechnung des Wirkungsgrades angenommenen Coefficienten

$$k \text{ zu } k = \frac{Q}{b \,.\, h \,.\, \sqrt{2\,g\,h}} = \frac{0{,}78021}{1{,}961} = 0{,}397.$$

Digitized by Google

Bekanntlich ist aber für schmale Ueberfälle mit scharfer Kante in dünner Wand bei dem obigen Verhältniß zwischen b und B und der angegebenen Druckhöhe der Werth der Coefficienten k wenigstens = 0,42 und es wächst dieser Werth mit der Breite b des Ueberfalles.

Schon der vorstehende Coefficient 0,42 würde eine um 6 Procent größere abgeflossene Wassermenge oder einen um 6 Procent kleinern Wirkungsgrad ergeben.

Allein der Coefficient 0,42 gilt für scharfe Kante in dünner Wand, für dickere Wände wird der Werth des Coefficienten k größer.

Es ist nun leider in dem Directionsberichte nirgends angegeben, wie dick die Wand inclinativ der Abschrägung auf der vordern Seite war; es ist auch nicht angegeben, in welcher Höhe die Ueberfallkante über dem Unterwasserspiegel lag und ob der Wasserstrahl an der Schwelle des Ueberfalles adhärirte oder nicht, was von großem Einfluß auf die abfließende Wassermenge ist.

Die Versuche von Cartel (siehe Seite 148 des ersten Bandes), welche den obenerwähnten Coefficienten 0,42 ergaben, beziehen sich auf einen Ueberfall von 0,360 bis 0,740 Meter Breite. Bei einer Breite des Ueberfalles von 2,743 Meter wird der Coefficient wenigstens 0,44, wenn die Kante scharf und die Dicke der abgeschrägten Wand nicht größer als 0,030 Meter war, was nicht angegeben ist.

Bei dem Coefficienten 0,44 wird der Wirkungsgrad aber bereits um 9 Procent kleiner als in dem Berichte herausgerechnet ist.

Bei den Wasservermessungen geben die Versuche mittelst Ueberfällen fast durchgehends kleinere Werthe für die abfließende Wassermenge an als diejenigen mittelst gut adjustirter und controlirter Weltmann'scher Flügel, sobald man es mit breitern Ueberfällen und dicken Wasserstrahlen zu thun hat.

Wer wird auch glauben, daß z. B. die Turbine von Chase, welche kein Leitrad hat, bei dem kleinen innern Durchmesser und nahezu 400 Umdrehungen pro Minute noch nahezu 70 Procent Wirkungsgrad haben könne. Da würden ja hier zu Lande wir Constructeure allesammt Prügel verdienen, daß wir verhältnißmäßig nicht wesentlich bessere Motoren bauen.

Digitized by Google

Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Es sei: D der mittlere Durchmesser der Turbine, welcher gleich ist dem äußern Durchmesser des Laufrades oder dem innern Durchmesser des Leitrades.

v_1 die Geschwindigkeit am äußern Umfang des Laufrades.

v_2 die Geschwindigkeit am innern Umfang des Laufrades.

a der Winkel der Leitschaufeln mit dem innern Leitradumfang.

β der Winkel der Laufradschaufeln mit dem äußern Laufradumfang.

y der Winkel der Laufradschaufeln mit dem innern Laufradumfang.

Alle übrigen Bezeichnungen bleiben dieselben wie bei den Turbinen mit innerer Beaufschlagung.

Die Hauptdimension ist wieder der mittlere Durchmesser der Turbine, welcher die abgerundeten Werthe erhält, während innerer und äußerer Durchmesser der ebenfalls abgerundeten Kranzbreiten entsprechend mehr oder weniger unabgerundete Maße erhält.

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h.

(Wassermengen von 5 bis 12 Cubikmeter pro Secunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 3 Meter.)

$$U = 0{,}67\sqrt{2\,g\,h}.$$

$$\triangle = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,h}}.$$

$$D = 2{,}5 \text{ bis } 3\sqrt{\triangle} = 2{,}5 \text{ bis } 3\sqrt{\frac{Q}{U}}.$$

Die Kranzbreiten (radiale Dimension) des Lauf- und Leitrades, sowie der innere und äußere Durchmesser des Lauf- und Leitrades erhalten folgende Dimensionen:

für	D =	1,650,	1,800,	2,000,	2,250,	2,500,	2,750,	3,000 Meter
wird	d	0,190,	0,200,	0,210,	0,220,	0,230,	0,240,	0,250 „
	d_2	0,210,	0,220,	0,230,	0,245,	0,260,	0,270,	0,280 „
	R_1	2,070,	2,240,	2,460,	2,740,	3,020,	3,290,	3,560 „
	R_2	1,270,	1,400,	1,580,	1,810,	2,040,	2,070,	2,500 „

Digitized by Google

wobei d = Kranzbreite des Laufrades,
d_2 = Kranzbreite des Leitrades,
R_2 = innerer Durchmesser des Laufrades,
R_1 = äußerer Durchmesser des Leitrades.

Man nehme ferner Winkel $a = 20$ bis 24 Grad,
Winkel $\beta = 90$ Grad,
Winkel $y = 20$ bis 24 Grad.

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus den Le
canälen $k = 0{,}9$.

Schaufeltheilung des Leitrades $t = 250$ bis 300 Millimeter.

Totale Weite s der Leitcanäle $= (t \sin a) -$ Schaufeldicke.

Schaufeldicke des Leitrades 12 bis 15 Millimeter für Gußschaufe
Schaufeldicke des Leitrades 6 bis 8 Millimeter für Blechschaufe
Höhe der Leitcanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, \text{freies } s \,.\, i'}$$

wobei die freie Weite s um 2 bis 3 Millimeter kleiner ist als
totale Weite s, nämlich um so viel kleiner als die Verengung du
die Schaufelkanten des Laufrades beträgt.

$$v_1 = U \,.\, \cos a.$$

$$\text{Druckhöhe für } u_1 = h_2 = 0{,}449\, h - \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right).$$

$$u_1 = \sqrt{2\, g\, h\, 2}.$$

$i_1 = i$, d. h. Schaufelzahl beider Räder gleich.

$$s_1 = s;\ i_1 = 1{,}2\, i.$$

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem La
rade $k_2 = 0{,}9$.

Wasserverlust durch den Spalt $2^1/_2$ bis 3 Procent.

Höhe der Laufradcanäle an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}97\, Q}{k_2 \,.\, s_1 \,.\, i_1 \,.\, u_1}.$$

$$\text{Ausweitung des Laufradverticalschnittes} = \frac{b2}{b}.$$

Dicke der Radschaufeln 12 bis 15 Millimeter für Gußschaufeln.
Dicke der Radschaufeln 6 bis 8 Millimeter für Blechschaufeln.

$$n = \frac{60 \,.\, v_1}{3{,}1416\, D}.$$

$$w = u_1 \sin y.$$

$$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t_1}.$$

Digitized by Google

Prüfung der Construction. Es soll sein $v_2 = u_1 \cos y$, d. h. es soll der aus v_1 und aus dem Verhältniß der innern und äußern Durchmesser berechnete Werth von v_1 ganz oder doch nahe gleich sein dem Werthe $u_1 \cos y$.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

Wassermengen von $^1/_2$ bis 4 Cubikmetern pro Secunde und Gefälle von $1^1/_2$ bis 4 Metern. (Für größere Gefälle werden keine Reactionsturbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung gebaut.)

$$U = 0{,}67\sqrt{2gh}.$$

$$\Delta = \frac{Q}{Q} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2gh}}.$$

$$D = 2{,}5 \text{ bis } 3{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5 \text{ bis } 3{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}}.$$

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Die Kranzbreiten (radiale Dimension) des Leit- und Laufrades, sowie der innere und äußere Durchmesser des Lauf- und Leitrades erhalten folgende Dimensionen:

für $D = 0{,}75,\ 0{,}900,\ 1{,}000,\ 1{,}200,\ 1{,}300,\ 1{,}400,\ 1{,}500,\ 1{,}650,\ 1{,}800$ m
wird $d = 0{,}090,\ 0{,}105,\ 0{,}120,\ 0{,}135,\ 0{,}150,\ 0{,}165,\ 0{,}180,\ 0{,}190,\ 0{,}200$ „
„ $d^2 = 0{,}105,\ 0{,}120,\ 0{,}135,\ 0{,}150,\ 0{,}170,\ 0{,}185,\ 0{,}200,\ 0{,}210,\ 0{,}250$ „
„ $R_1 = 0{,}960,\ 1{,}140,\ 1{,}270,\ 1{,}500,\ 1{,}640,\ 1{,}770,\ 1{,}900,\ 2{,}070,\ 2{,}240$ „
„ $R_2 = 0{,}570,\ 0{,}690,\ 0{,}760,\ 0{,}930,\ 1{,}000,\ 1{,}070,\ 1{,}140,\ 1{,}270,\ 1{,}400$ „

wobei d = Kranzbreite des Laufrades,
d_2 = Kranzbreite des Leitrades,
R_2 = innerer Durchmesser des Laufrades,
R_1 = äußerer Durchmesser des Leitrades.

Man nehme ferner Winkel $a = 16$ bis 20 Grad,
Winkel $\beta = 90$ Grad,
Winkel $y = 16$ bis 20 Grad.

Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Leitcanälen $k = 0{,}90$.

Schaufeltheilung des Leitrades = 150 bis 250 Millimeter = t.
Totale Weite s der Leitcanäle = $(t \sin a)$ — Schaufeldicke.
Schaufeldicke des Leitrades 8 bis 12 Millimeter für Gußschaufeln,
Schaufeldicke des Leitrades 5 bis 8 Millimeter für Blechschaufeln.

Digitized by Google

Höhe der Leitcanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, \text{freies } s \,.\, i}$$

wobei das freie s um 1 bis $2^1/_2$ Millimeter kleiner ist als das totale s, nämlich um so viel kleiner als die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades beträgt.

$$v_1 = U \cos a.$$

$$h_2 = 0{,}449\, h - \left(\frac{v_1^{\,2} - v_2^{\,2}}{2\,g}\right).$$

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,h\,2}.$$

$$s_1 = s.$$

Contractionscoefficient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrade $k_2 = 0{,}90$.

Wasserverlust durch den Spalt 2 bis $2^1/_2$ Procent.

Höhe der Laufradcanäle an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}98\,Q}{k_2 \,.\, s_1 \,.\, i_1 \,.\, u_1};\; i_1 = 1{,}2\, i.$$

Ausweitung des Laufradverticalschnittes $= \frac{b_2}{b}$.

Dicke der Laufradschaufeln 8 bis 12 Millimeter für Gußschaufeln.

Dicke der Laufradschaufeln 5 bis 8 Millimeter für Blechschaufeln.

$$v_2 = v_1 \frac{R_2}{D}.$$

$$n = 60\, \frac{v_1}{3{,}1416\, D}.$$

$$w = u_1 \sin y.$$

$$\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t_1}.$$

Prüfung der Construction. Es soll sein $v_2 = u_1 \cos y$, d. h. es soll der aus v_1 und den Durchmessern D und R_2 berechnete Werth von v_2 ganz oder doch nahe gleich sein dem Werth $u_1 \cos y$.

Anmerkung. Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung, mit Reaction arbeitend, werden deshalb nicht für größere Gefälle als 4 Meter gebaut, weil die Turbine in einen Mantel eingeschlossen werden müßte, welchem sodann das Wasser durch eine Rohrleitung zugeführt wird.

Digitized by Google

Dieser Mantel erhält für größere Turbinen so unpraktische Dimensionen, daß diese Anordnung zwar auch für größere Gefälle ausführbar, allein doch kostenhalber unpraktisch ist.

Ausnahmsweise kann indessen eine solche Anlage auch für größere Gefälle wohl Anwendung finden.

Beispiele über die Berechnung der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Beispiel 1. Es soll eine Reactionsturbine mit äußerer Beaufschlagung für eine Wassermenge von 2300 Litern pro Secunde und 1,350 Meter Gefälle construirt werden. Das Gefälle wird oft etwas größer und gleichzeitig die Wassermenge kleiner. Für die Bestimmung der Dimensionen ist jedoch natürlich das kleinere h und das größere Q maßgebend.

Es ist für 1,350 Meter h der Werth von $\sqrt{2\,g\,h} = 5{,}147$ Meter.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen wird für $\beta = 90$ Grad

$U = 0{,}67\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}67 \,.\, 5{,}147 = 3{,}448$ Meter pro Secunde.

Die Summe der Ausflußquerschnitte des Leitrades ergiebt sich zu

$$\triangle = \frac{Q}{U} = \frac{2{,}300}{3{,}448} = 0{,}6670 \text{ Meter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine wird

$D = 3\sqrt{\triangle} = 3\sqrt{0{,}667} = 2{,}448$ Meter oder rund 2,400 Meter.

Das Laufrad wird 240 Millimeter breit (radiale Dimension).

Das Leitrad wird 270 Millimeter breit (radiale Dimension).

Der innere Durchmesser des Laufrades wird somit 1,920 Meter.

Der äußere Durchmesser des Leitrades wird somit 2,940 Meter.

Der Querschnitt des innern cylindrischen Raumes, durch welchen das Wasser von der Turbine wegfließt, ist

$$0{,}7854 \,.\, 1{,}920^2 = 2{,}840 \text{ Quadratmeter.}$$

Die Ablaufgeschwindigkeit aus diesem cylindrischen Raume ist

$$\frac{2{,}300}{2{,}840} = 0{,}810 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Die vorläufige Theilung des Leitrades sei 240 Millimeter (dieselbe darf innerhalb ziemlich weiten Grenzen variiren), daher die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}1416 \,.\, 2{,}400}{240} = 31\,{}^1/_2, \text{ wofür zu nehmen } i = 33.$$

Digitized by Google

Es wird daher die definitive Theilung (am innern Radumfang) des Leitrades

$$t = \frac{3{,}1416 \,.\, 2{,}400}{33} = 0{,}2285 \text{ Meter.}$$

Dicke der eisenblechenen Leitschaufeln 7 Millimeter.

Winkel $a = 18$ Grad $\begin{cases} \sin a = 0{,}309. \\ \cos a = 0{,}951. \end{cases}$

Winkel $\beta = 10$ Grad.

Totale Weite s der Leitcanäle $= (t \sin a) -$ Schaufeldicke
$= (228{,}5 \,.\, 0{,}309) - 7 = 63{,}6$ Millimeter.

Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades $1^1/_2$ Millimeter.

Daher wirklich freie Weite $s = 62$ Millimeter.

Coefficient $k = 0{,}9$.

Nun ergiebt sich die Höhe der Leitcanäle an der Austrittstelle zu

$$b = \frac{\triangle}{k \,.\, \text{freies } s \,.\, i} = \frac{0{,}6670}{0{,}9 \,.\, 0{,}062 \,.\, 33} = 0{,}362 \text{ Meter.}$$

Die Geschwindigkeit am äußern Umfang des Laufrades wird

$v_1 = U \,.\, \cos a = 3{,}448 \,.\, 0{,}951 = 3{,}279$ Meter pro Secunde.

$$v_2 = 3{,}279 \,.\, \frac{1{,}920}{2{,}400} = 2{,}623 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine wird

$$\frac{60 \,.\, 3{,}279}{3{,}1416 \,.\, 2{,}400} = 26{,}1, \text{ oder rund } 26 \text{ pro Minute.}$$

Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$h_2 = 0{,}449\, h - \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g}\right) = 0{,}449 \,.\, 1{,}35 - \left(\frac{3{,}279^2 - 2{,}623^2}{19{,}61}\right)$$
$$= 0{,}400 \text{ Meter.}$$

Hieraus ergiebt sich die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$u_1 = \sqrt{2\,g\,h\,2} = \sqrt{19{,}6 \,.\, 0{,}400} = 2{,}800$ Meter pro Secunde.

Anzahl Schaufeln des Laufrades

$$i_2 = 1{,}2\, i = 1{,}2 \,.\, 33 = 39{,}6 \text{ oder} = 40.$$

Wasserverlust durch den Spalt 2 Procent.

$$k_1 = 0{,}9.$$

Theilung am innern Umfang des Laufrades

$$t_1 = \frac{3{,}1416 \,.\, 1{,}920}{40} = 150{,}8 \text{ Millimeter.}$$

Dicke der Blechschaufeln 7 Millimeter.

Digitized by Google

Winkel $y = 18$ Grad (derselbe kann einige Grade auf oder ab willkürlich gewählt werden).

Normale Weite der Laufradcanäle am Austritt

$s_1 = (t_1 \sin y) -$ Schaufeldicke $= (150{,}8 \,.\, 0{,}309) - 7 = 39\,1/2$ Millim.

Es ergiebt sich nun die nöthige Höhe des Laufrades an der Austrittstelle zu

$$b_1 = \frac{0{,}98\,Q}{k_2 \,.\, u_1 \,.\, i_1 \,.\, s_1} = \frac{0{,}98 \,.\, 2{,}300}{0{,}9 \,.\, 2{,}80 \,.\, 40 \,.\, 0{,}0395} = 0{,}567 \text{ Meter.}$$

Das Laufrad, welches an der Eintrittstelle um 10 Millimeter höher wird als das Leitrad an der Austrittstelle, nämlich 0,372 Meter, erhält somit eine bedeutende Ausweitung seines Querschnittes.

Das Laufrad müßte bei der angenommenen Schaufeldicke von 7 Millimetern einen Zwischenkranz erhalten, welcher die Höhe in zwei gleiche Theile theilt.

Wenn die Construction der Turbine richtig ist, so muß der oben gefundene Werth von $v_2 = 2{,}623$ Metern ganz oder nahe gleich sein dem Werthe von $u_1 \cos y$.

Es ist nun $u_1 \cos y = 2{,}800 \,.\, 0{,}951 = 2{,}663$ Meter, was vollkommen genügend mit dem obigen Werthe stimmt.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Laufrad in der Richtung des Radius verläßt, ist

$w = u_1 \sin y = 2{,}800 \,.\, 0{,}309 = 0{,}865$ Meter pro Secunde.

Der Austrittverlust ist demnach

$$\frac{0{,}865^2}{\sqrt{2\,g\,h^2}} = \frac{0{,}748}{26{,}52} = 0{,}028, \text{ oder rund 3 Procent.}$$

Die vorliegende Turbine wird einen Wirkungsgrad von 75 bis 78 Procent ergeben.

Beispiel 2. Es ist eine Reactionsturbine mit äußerer radialer Beaufschlagung für ein Gefälle von 3,350 Metern und eine maximale Wassermenge von 2000 Litern pro Secunde zu construiren. Auch hier ist die Wassermenge und das Gefälle insofern veränderlich, als die angegebenen Ziffern sich auf das während des größten Theiles des Jahres vorhandene Mittelgefälle und Maximalwasser beziehe, welchen im vorliegenden Falle der Berechnung zu Grunde zu legen sind. Das Wasserquantum wird nämlich nur bei kurz andauernden Hochwasserständen größer und das Gefälle gleichzeitig kleiner; doch soll diese Veränderung unberücksichtigt bleiben.

Digitized by Google

Es ist $h = 3{,}350$ Meter und $\sqrt{2gh} = 8{,}106$ Meter.

$Q = 2{,}000$ Cubikmeter.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen wird

$$U = 0{,}67\sqrt{2gh} = 0{,}67 \cdot 8{,}106 = 5{,}431 \text{ Meter.}$$

Der Ausflußquerschnitt des Leitrades wird

$$\triangle = \frac{Q}{U} = \frac{2{,}000}{5{,}431} = 0{,}368 \text{ Quadratmeter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine ergiebt sich zu

$D = 3\sqrt{\triangle} = 3\sqrt{0{,}368} = 1{,}818$, oder rund 1,800 Meter.

Die radiale Breite des Leitrades wird 0,220 Meter.

Die radiale Breite des Laufrades wird 0,200 Meter.

Der innere Durchmesser des Laufrades wird 1,400 Meter.

Der äußere Durchmesser des Leitrades wird 2,240 Meter.

Die Schaufeltheilung am innern Durchmesser des Leitrades in vorläufiger Annahme circa $t = 0{,}200$ Meter.

Daraus ergiebt sich die vorläufige Schaufelzahl zu

$$i = \frac{3{,}1416 \cdot 1{,}800}{0{,}200} = 28{,}2,$$

wofür man nimmt $i = 30$.

Es wird nun die definitive Schaufeltheilung

$$t = \frac{3{,}1416 \cdot 1{,}800}{30} = 188{,}5 \text{ Millimeter.}$$

Die Dicke der gußeisernen Leitschaufeln sei 9 Millimeter.

Winkel a sei 17 Grad, daher $\begin{cases} \sin a = 0{,}2923. \\ \cos a = 0{,}9563. \end{cases}$

Die totale normale Weite der Leitcanäle wird nun

$s = (t \sin a) - \text{Schaufeldicke} = (188{,}5 \cdot 0{,}292) - 9 = 48$ Millimeter.

Die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades $2^1/_2$ Millim.

Daher die totale freie Weite $s = 45^1/_2$ Millimeter.

Es wird nun die Höhe der Leitcanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\triangle}{\text{k. freis s. i}} = \frac{0{,}368}{0{,}9 \cdot 0{,}0455 \cdot 30} = 0{,}299 \text{ Meter.}$$

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit am äußern Radumfang ergiebt sich zu

$v_1 = U \cos a = 5{,}431 \cdot 0{,}956 = 5{,}193$ Meter pro Secunde.

Die Geschwindigkeit am innern Radumfang ergiebt sich aus der obigen zu

$$v_2 = 5{,}193 \frac{1400}{1800} = 4{,}044 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Digitized by Google

Hieraus folgt die Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute zu

$$n = \frac{60 \,.\, 5{,}193}{3{,}1416 \,.\, 1{,}800} = 55.$$

Die Druckhöhe, welche das Wasser aus den Canälen des Laufrades preßt, ist

$$h_1 = (0{,}449\ h) - \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2\,g}\right) = (0{,}449 \,.\, 3{,}350) - \left(\frac{5{,}193^2 - 4{,}044^2}{19{,}6}\right)$$
$$= 0{,}954 \text{ Meter},$$

woraus die Ausflußgeschwindigkeit aus den Laufradcanälen sich ergiebt zu

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,h\,2} = \sqrt{19{,}6 \,.\, 0{,}954} = 4{,}325 \text{ Meter pro Secunde.}$$

Schaufelzahl des Laufrades $i_1 = 1{,}2\ i = 1{,}2 \,.\, 30 = 36$.

Schaufeltheilung des Laufrades am innern Radumfang

$$t_1 = \frac{3{,}1416 \,.\, 1{,}400}{36} = 122{,}16 \text{ Millimeter.}$$

Winkel y werde angenommen zu 20 Grad.

Die Schaufeldicke des Laufrades an dessen Austritt sei 9 Millimeter (Gußeisen).

Die normale Weite der Radcanäle am Austritt ist

$$s_1 = (t_1 \sin y) - \text{Schaufeldicke} = (122{,}16 \,.\, 0{,}342) - 9 = 40{,}87$$
$$= \text{rund } 41 \text{ Millimeter.}$$

Wasserverlust durch den Spalt 2 Procent.

Coefficient $k_2 = 0{,}9$.

Es wird nun die erforderliche Höhe des Laufrades an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}98\,Q}{k_2 \,.\, u_1 \,.\, s_1 \,.\, i_1} = \frac{0{,}98 \,.\, 2{,}000}{0{,}9 \,.\, 4{,}325 \,.\, 0{,}041 \,.\, 36} = \frac{1{,}960}{5{,}74} = 0{,}341 \text{ Meter.}$$

Es ist daher die Ausweitung des Laufrades $\frac{0{,}341}{0{,}299}$.

Wenn die Construction richtig ist, so soll sein

$$v_2 = u_1 \cos y = 4{,}325 \,.\, 0{,}939 = 4{,}061 \text{ Meter,}$$

während wir oben gefunden haben $v_2 = 4{,}044$ Meter,
was eine sehr gute Uebereinstimmung ist.

Für die absolute Ausflußgeschwindigkeit ergiebt sich der Werth

$$w = u_1 \sin y = 4{,}325 \,.\, 0{,}342 = 1{,}479 \text{ Meter,}$$

und es ist somit der Austrittverlust

$$\frac{1{,}479^2}{8{,}106^2} = 0{,}033, \text{ oder rund } 3\,^1/_2 \text{ Procent.}$$

Digitized by Google

Die verschiedenen Regulirungsmechanismen der Turbinen.

Abgesehen von der Vorzüglichkeit eines Motors in Hinsicht auf den günstigen Wirkungsgrad ist es namentlich die Vorrichtung zum Reguliren einer Turbine für veränderliche Wasserquantitäten, von deren gelungener Durchführung der praktische Werth des Motors in erster Linie mit abhängt.

Was nützt z. B. ein Motor, welcher zwar 2 bis 5 Procente mehr Kraft ergiebt als ein anderer, wenn derselbe eine Regulirvorrichtung hat, welche alle Augenblicke in Unordnung geräth und entweder zu mißliebigen Betriebsstörungen Veranlassung giebt, oder aber in nicht regulirtem Zustande arbeitend zeitweise schlechtere Resultate ergiebt als der letztere.

In der That ist es in den meisten Fällen weniger die bis auf 1 bis 2 Procent hinausgeschraubte Mehrleistung einer Turbine, als vielmehr deren zweckmäßige Gesammtanordnung, die allgemeine Disposition der Anlage, einfache sichere Behandlung des Regulirapparates, welche das „Gelungensein" einer Turbinenanlage bedingen, wobei dann eine exacte und solide Ausführung der Constructionsdetails stillschweigend vorauszusetzen ist.

Bei den Partialturbinen ist die Anbringung einer einfachen, allen billigen Anforderungen entsprechenden, soliden Regulirvorrichtung leicht durchführbar und geben die zahlreichen Beispiele ausgeführter Constructionen genügende Anhaltepunkte über die Wahl der Vorrichtung zu einer neuen Turbine.

Schwierig ist dagegen die Frage der Regulirvorrichtungen für Vollturbinen, namentlich für größere Jonval- und Girardturbinen.

Welche Vorrichtung man hier auch wählen mag, immer wird dieselbe in dieser oder jener Hinsicht viel zu wünschen übrig lassen und ist der Regulirmechanismus der wunde Punkt an jeder guten Vollturbine, resp. einer Turbine, welche nach Belieben mit voller oder partieller Beaufschlagung arbeiten soll.

Wir wollen daher hier die verschiedenen bis heute angewandten Constructionen des Regulirmechanismus für Vollturbinen noch einmal in aller Kürze betrachten.

Digitized by Google

1. Regulirung mit verticalen Schiebern auf jede Schaufel. Tafel 80.

Diese bei einer großen Anzahl Turbinen im Gebrauche befindliche Regulirung hat den ganz bedeutenden Vortheil, daß eine beliebige Anzahl Schieber (gewöhnlich sind es drei) zusammen (mittelst einer Traverse) an eine gemeinschaftliche Zugstange gehängt werden können, daß man diese Zugstangen über das Oberwasser führen und beliebig entweder zum Bewegen von der Hand mittelst Griff und Stellhallen nach Fig. 1 Taf. 46 oder aber nach Taf. 80 mit beweglichem Regulirkranz mit gebrochener Nuthe u. s. w. anordnen kann. Im letztern Falle kann das Regulirgetriebe m an eine beliebige im Innern einer Fabrik befindliche Stelle geführt und entweder von der Hand oder durch einen Centrifugalregulator in Bewegung gesetzt werden.

Der Regulirkranz mit seinen Leit- oder Führungsrollen, sowie die obern Schieberstangen mit den kleinen Röllchen g, Fig. 1 Taf. 80, welche in die gebrochene Nuthe des beweglichen verzahnten Kranzes eingreifen, befinden sich bei dieser Anordnung gänzlich außer Wasser an gewöhnlich leicht zugänglicher Stelle, können gehörig geschmiert und in Ordnung erhalten werden und dieser eine Vortheil wiegt alle Nachtheile und Unvollkommenheiten dieser Anordnung reichlich auf.

Nachtheile sind dagegen, daß die Schieber, welche in den in die Leitradkränze eingehobelten oder eingemeißelten Nuthen laufen, einen ziemlich schlechten Verschluß gewähren und daß bei hohen Gefällen diese Nuthen sich leicht ausarbeiten.

Immerhin halten diese Schieber eine ziemliche Anzahl Jahre und sind nach erfolgter Abnutzung der Seitenränder leicht wieder durch neue zu ersetzen.

Ein fernerer Nachtheil ist der, daß die geöffneten Schieber und Schieberstangen mit den zugehörigen Traversen C, Fig. 2 Taf. 80 den freien Zutritt des Wassers mehr oder weniger stören und zu Wirbelungen des Wassers Veranlassung geben.

Eine sehr angenehme Eigenschaft dieser Schieber ist ihre leichte Zugänglichkeit und die Möglichkeit, dieselben jederzeit leicht in Stand setzen zu können.

Eine zweite Form dieser Regulirung zeigt Fig. 4 Taf. 55. Dieselbe ist anzuwenden für Turbinen, bei welchen das Wasserzuführungsrohr in der Mitte hinaufgeht, wie bei der Turbine Taf. 53. Auch hier ist der ganze Bewegungsmechanismus der Schieber außerhalb der Turbine an leicht zugänglicher Stelle angebracht.

Digitized by Google

Taf. 67 zeigt eine fernere Variation dieser Regulirungsweise für Partialturbinen.

2. Regulirung mit horizontalen Flachschiebern. Taf. 47, 68 u. s. w.

Diese Vorrichtung scheint bei oberflächlicher Betrachtung weit rationeller zu sein als die vorhergehende. Die horizontalen Flachschieber liegen auf den Leitcanälen (ein Schieber deckt in der Regel zwei bis drei Leitcanäle) und werden durch einen Regulirkranz wie bei der Anordnung 1 radial nach auswärts geschoben.

Der verzahnte Regulirkranz liegt auf den hintern Schieberenden und befindet sich innerhalb des Wassers, kann somit weder geschmiert noch leicht in Ordnung gehalten werden. Dieser eine Nachtheil wiegt alle Vortheile dieser Anordnung mehr als auf, denn eine sehr rasche Abnutzung und öfteres Stocken der Bewegung wegen Laub, Sand, Schlamm, Aesten und andern Unreinigkeiten sind die unausbleiblichen Begleiter derselben. Dagegen geben diese Schieber den besten Verschluß.

Besser ist schon die Anordnung nach Tafel 68, bei welcher der bewegliche Kranz durch einen besondern Kranz vom innern Raume der Wasserkammer mehr oder weniger abgeschlossen und daher vor den gröbsten Unreinigkeiten geschützt ist.

Leider wird der Regulirkranz mit seinem ganzen Zubehör bei derselben noch weniger zugänglich.

Sowohl die vorhergehende unter 1 erwähnte, als auch die vorliegende Anordnung mit flachen, radial beweglichen Schiebern wird so ausgeführt, daß der bewegliche Kranz nur eine gebrochene Nuthe oder aber deren zwei hat, wie Taf. 85 zeigt.

Bei dieser letztern Anordnung werden jeweilen zwei diametral einander gegenüberliegende Schieber gleichzeitig geöffnet oder geschlossen, so daß die partielle Beaufschlagung symmetrisch zu beiden Seiten stattfindet, wobei kein Seitendruck auf die Achse der Turbine entsteht.

Wesentlich empfehlenswerther als die beiden obigen Flachschieberanordnungen resp. deren Bewegungsmechanismus ist diejenige nach Taf. 86, bei welcher die gerügten Uebelstände großentheils wegfallen.

Die Zeichnung ist so deutlich, daß jede weitere Beschreibung überflüssig ist.

3. Regulirung mittelst Drehklappen in den Leitcanälen.

Taf. 12 zeigt die Anordnung für die radial von außen beaufschlagte Turbinen. Fig. 2 Taf. 20 zeigt die Klappenregulirung der axial beaufschlagten Turbine auf Taf. 19.

Digitized by Google

Das Oeffnen und Schließen der Klappen erfolgt bei letzterm Motor durch einen beweglichen Kranz mit Klappenstangen, ganz ähnlich wie in Fig. 4 Taf. 55.

Eine fatale Eigenschaft dieser Klappen ist der schlechte Verschluß derselben und deren geringe Festigkeit bei den nievermeidlichen Festklemmungen.

Taf. 69 zeigt den in neuerer Zeit wieder von mehreren Etablissements adoptirten Bewegungsmechanismus solcher Klappen.

Die Klappen haben an den innern Enden ihrer Zapfen kleine Kurbeln, deren Zapfen in die gebrochene Nuthe eines beweglichen Regulirkranzes (wie unter 1 und 2) eingreifen.

Der bewegliche Kranz ist im Innern des Leitrades und abgeschlossen vom Wasser angebracht. Leider ist dieser Bewegungsmechanismus gänzlich unzugänglich und dürfte diese Anordnung kaum empfehlenswerth sein.

4. Die Rollschütze. Taf. 83.

Bereits vor zwanzig Jahren angewandt, hat die Rollschütze mit Kautschuk- oder Lederplatten vielfache Anwendung gefunden.

Dieselbe gewährt den besten Verschluß unter allen Abschlußvorrichtungen, erfordert indessen eine sehr sorgfältige Ausführung und macht den Eindruck einer nicht rationellen Construction. Erfahrungsmäßig leistet sie jedoch recht gute Dienste und ist besonders in Frankreich viel verbreitet, findet auch in Deutschland seitens mehrerer Constructeurs Anwendung.

5. Die Ringschützen resp. Schieber. Nach Taf. 96.

Dieselben werden von Queva in Erfurt (Director Herr J. C. Bernhard-Lehmann) besonders gepflegt und zwar mit Recht, denn es gewähren diese Schieber einen guten Verschluß und können als die in constructiver Hinsicht rationellsten Anordnungen bezeichnet werden.

Herr Bernhard hat in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure eine sehr schätzenswerthe Abhandlung über Turbinen veröffentlicht, welcher die nachfolgenden Bemerkungen über die Ringschieber für Vollturbinen entnommen sind.

Herr Bernhard sagt hierüber Folgendes:

Die Ringschieber, nach Fig. 1 bis 6 Taf. 96, unter der Bedingung voller und zweiseitig diametraler Beaufschlagung des Leitrades, setzen eine Theilung der Eintrittfläche des Leitrades in der Weise voraus, daß die Eintrittfläche aus zwei concentrischen Halbringflächen besteht,

Digitized by Google

welche von einander getrennt und deren halbringförmige Ergänzungen geschlossen sind, um die Schieberflächen aufzunehmen. Werden nämlich zwei, den concentrischen Eintrittshalbringflächen entsprechende, um die Turbinenachse drehbare Schieberflächen hergestellt, so ergiebt sich, daß, wenn die Schützenhalbringflächen auf den Verschlußhalbringflächen liegen, die Eintrittshalbringflächen vollständig geöffnet sind, daß ferner mit der Verschiebung der Schützenhalbringflächen über die Eintrittshalbringflächen die Deckung der Leitzellen beginnt und daß endlich, wenn die Schützenhalbringflächen die Eintrittshalbringflächen decken, die letztern vollständig gegen den Wasserzufluß geschlossen sind. Bei der Axialturbine kann diese Construction auf verschiedene Weise ausgeführt werden, je nachdem man für die getrennten Halbringflächen verschiedene Erzeugungslinien anwendet.

In Fig. 2 liegen die Eintrittringhälften in einer Ebene; die eine Hälfte der Leitzellen mündet in eine äußere, die andere in eine innere Ringhälfte. Diese beiden halbringförmigen Eintrittflächen werden durch zwei ebensolche Verschlußflächen zu zwei Ringflächen ergänzt. Den beiden halbringförmigen Eintrittflächen entsprechend sind die beiden Schützenschieber geformt, die bei voller Beaufschlagung auf den Verschlußflächen, bei gänzlicher Abschützung auf den Eintrittflächen liegen. Die beiden halbringförmigen Schieber können entweder fest mit einander verbunden sein, so daß dieselben durch eine Regulirwelle gemeinschaftlich verschoben werden, oder jeder Schieber kann für sich durch eine Regulirwelle bewegbar gemacht werden. Um die Auflage des Schiebers auf dem Leitrade einzustellen und die durch den Wasserdruck entstehende große Reibung zu vermeiden, werden am Schieber Spannstangen nach dem obern Ende des auf dem Nabenkreuze des Schiebers festsitzenden, also mit demselben beweglichen Wellenschutzrohre geführt, so daß die Schieberfläche in passende Nähe oder Berührung mit der Leitradfläche gebracht werden kann. Eine solche Aufhängung ist, wenn die beiden Schieber unabhängig von einander beweglich sind, nur für den äußern Schieber, wenn nicht zu complicirten Einrichtungen gegriffen werden soll, möglich, kann aber auch für den innern aus dem Grunde entbehrt werden, weil es zweckmäßig ist, denselben für eine gewisse constante Wassermenge einzustellen und den veränderlichen Ueberschuß des Wasserzuflusses mit Hilfe des äußern Schiebers zu reguliren; die nur zeitweise nöthige Einstellung des innern Schiebers kann ohne Wasserdruck geschehen.

In Fig. 3 bilden die halbringförmigen Eintrittflächen die Abschnitte zweier Kegelmäntel, und zwar mündet die eine Hälfte der Leitzellen in den äußern, die andre in den innern Kegelmantel. Die beiden Mantel-

Digitized by Google

schieber sind an in Scharnier stellbaren Rollen, welche auf einer zwischen den Mänteln gelegenen Bahn des Leitrades laufen, aufgehangen, und ist hiermit eine leichte Bewegung unter Wasserdruck gesichert. Bei größern Mantelstächen können noch an den untern Mantelrändern Rollen, welche auf dem Leitrade unterhalb der Zellen laufen, angebracht, und auf diese Weise die Mäntel getragen werden.

In Fig. 4 liegt die eine Eintrittshälfte in einer ebenen Fläche, die andere in einem Cylindermantel; es mündet also die eine Hälfte der Leitzellen nach oben, die andere nach innen aus, so daß die erstere Hälfte durch einen Flachschieber, die andere durch einen Cylinderschieber geschlossen wird. Die Entlastung vom Wasserdruck kann beim Flachschieber durch Spannstangen, wie bei Fig. 2 beschrieben, geschehen und wird beim Cylinderschieber durch den Druck auf die Führungsnabe bewirkt. Es ist hier jeder Schützen für sich durch eine Welle regulirbar gezeichnet.

Die Querschnittform des Rundschützen kann, wie die angeführten drei Beispiele schon erkennen lassen, eine sehr verschiedene sein, je nachdem man verschieden geformte und zur Turbinenachse gestellte Linien als Erzeugende für die Eintrittflächen annimmt.

Es liegt nahe, bei den mit Aufsätzen versehenen Leitkränzen, wie die Fig. 3 und 4 darstellen, die verticalen Verlängerungen der Leitschaufeln wegzulassen und hierfür den conischen oder cylindrischen Schieber an seinem radialen Ende mit einer solchen Schaufelverlängerung zu versehen, die sich somit innerhalb des Aufsatzes mit dem Schieber fortbewegt und als radiale Abschlußwand für den Aufsatzraum dient. Diese Einrichtung, welche selbstverständlich kein besonderes Schützensystem, sondern nur ein abweichendes Detail der besprochenen Rundschützen-Construction ist, dürfte aus praktischen Rücksichten als keine Verbesserung des letzteren betrachtet werden können.

Wie das aufgestellte Rundschützenprincip auf die Radialturbinen übertragen werden kann, ist in Fig. 5 für von innen beaufschlagte, in Fig. 6 für von außen beaufschlagte Radialturbinen dargestellt. Diese Constructionen entsprechen der in Fig. 2 für Axialturbinen angegebenen Einrichtung; der ebene Schieber geht in einen cylindrischen über, die eine Hälfte der Leitzellen wird nach oben, die andere nach unten geführt. Den Eintritthalbringen der Leitzellen entsprechen bei der in Fig. 5 dargestellten Radialturbine mit innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten zwei gleichgroße halbringförmige Schlitze in dem Cylinder, welcher auf dem Zuflußrohre ruht und als feststehender Schieber angesehen werden kann, um welchen sich der Leitapparat dreht. Bei der

Digitized by Google

in Fig. 6 dargestellten Radialturbine mit äußerer Beaufschlagung entspricht die Schützenconstruction der vorigen, nur ist in Fig. 6 der Leitapparat feststehend und der Cylinderschieber um denselben beweglich.

Selbstverständlich kann man diese Rundschützen auch für partielle Beaufschlagung anwenden; so ist z. B. die Anordnung eines aus zwei Viertheilen bestehenden Flachschiebers, welcher auf einem, zu nur zwei Viertheilen geschaufelten Leitrade liegt, eine Vereinfachung der in Fig. 2 dargestellten Construction. Ferner ist eine vereinfachte Anwendung der in Fig. 4 dargestellten Construction die, daß man nur den halbringförmigen Cylinderschieber anbringt, die andere Leitschaufelhälfte aber, welche dann nicht mehr bis zur Scheitelhöhe der Ringschieberhaube geführt zu werden braucht, mit Deckeln abdeckt oder mit Schiebern regulirbar macht. Wenn man die in Fig. 5 dargestellte Construction dahin vereinfacht, daß man den Leitapparat zu nur zwei, einander gegenüber liegenden Viertheilen schaufelt und demgemäß zwei Oeffnungen in dem Cylinder anbringt, so erhält man die von den Herren Nagel & Kämp in Hamburg eingeführte Construction; von Genannten rührt auch die Anordnung mit dem fest stehenden Cylinder her.

Diese Rundschützen habe ich in zahlreichen Fällen und in den verschiedensten Variationen ausgeführt; sie haben sich stets als zweckmäßige und bequeme Regulirvorrichtungen bewährt. Der scheinbar am wenigsten constructive Apparat, der Rollschützen, hat in praktischer Hinsicht viele Vorzüge. Das Leder (Guttapercha und Gummi haben sich nicht bewährt) dichtet vollkommen, während mit dem Schieberschützen ein wenn auch kleiner Wasserverlust verbunden ist; die Aufwickelungswalzen des Rollschützen werden durch den Wasserdruck fast gar nicht, die nicht cylindrischen Schieber hierdurch jedoch stark belastet; während daher der Rollschützen einen gleichmäßig leichten Gang behält, erfordern die nicht hydraulisch entlasteten Schieber von Zeit zu Zeit eine Nachstellung, um einen schweren Gang durch Reibung auf dem Leitapparate zu vermeiden. Durch vom Betriebswasser mitgeführte Körper, als Stroh, Ruthen u. s. w. kann der Schieber in seiner Bewegung leichter gehemmt werden als der Rollschützen, dessen bewegliche Decke über kleine Hindernisse hinweggeht. Gegen den Rollschützen kann eingewendet werden, daß der Eintritt des Wassers in die unmittelbar vor der Walze liegende Zelle durch die überragende Walze beeinträchtigt wird; man erhält aber die Eintrittnormale mindestens noch $1^1/_2$mal so groß als die Austrittnormale aus der Leitradzelle. Dem Einwande gegen die Verwendung eines veränderlichen Materials, wie des Leders, stelle ich die Erfahrung gegenüber, daß nach acht- bis zehnjähriger ununterbrochener Benutzung

Digitized by Google

solcher Schützen das Leder sich noch immer tauglich erwies. Für die Erreichung einer langen Haltbarkeit ist es wesentlich, daß durch die Zahnung, welche das Auf- und Abwickeln sichert und ein Gleiten der Rolle auf dem Leder verhindert, keine Spannung in das Leder gebracht wird, da diese mit der Zeit die Ursache zum Einreißen und Schlitzen des Leders wird; letzteres soll nur als eine elastische Verbindung der Armirungsschienen mit einander dienen. Bei Gefällen über 3 Meter ist wegen des zu großen Wasserdruckes die Lederdecke nicht mehr anwendbar, während bei niedern Gefällen das mit angenieteten Eisenschienen armirte Leder den Wasserdruck ohne Formveränderung aushält. Wegen der berührten Zellenverengung ist der Rollschützen besser bei großen, nicht aber bei kleinen Turbinen anwendbar.

Ich halte den Rollschützen in den für ihn passenden Anwendungsfällen noch nicht für veraltet, da die neueren Schieberconstructionen ihn an Zweckmäßigkeit noch nicht übertroffen haben.

Die Rundschützen gestatten durch einfache Transmission eine Regulirung der Turbine von den Arbeitsräumen aus; an den Regulirstandpunkten wird ein Indicator zum Anzeigen der Anzahl der geöffneten Leitradzellen angebracht.

Für manche Fabrikationen, welche eine große Gleichförmigkeit des Ganges des Motors bei wechselnder Belastung desselben erfordern, ist eine zuverlässige mechanische Selbstregulirung von hohem Werthe. Die bisher bekannten Apparate zu diesem Zweck beruhen auf der Anwendung eines Centrifugalregulators, Gebläses oder Pumpwerkes, Differentialgetriebes u. s. w., um mittelst eines dieser Apparate einen bei Geschwindigkeitsänderung verschiebbaren Maschinentheil zu erhalten, welcher entweder direct auf den Regulirmechanismus oder indirect auf denselben dadurch wirkt, daß ein in Bewegung befindlicher Transmissionstheil (Riemenscheibe, Zahnrad, Klinkerhebel, Klauenmuffe u. s. w.) den Betrieb auf den Regulirapparat überträgt, bezw. denselben aufhebt. Von der directen Einwirkung ist, als einer beim größeren Betriebe längst als unbewährt erkannten Einrichtung, abzusehen, bei der indirecten Einwirkung und Transmissionsvermittelung finden jedoch Uebelstände statt, welche den Werth der Selbstregulirung wesentlich beschränken oder sogar aufheben. Durch die einrückende Stellung des betreffenden verschiebbaren Maschinentheils wird die Regulirung plötzlich in Bewegung gesetzt und arbeitet eine gewisse Zeit, wenn auch die Geschwindigkeitsänderung nur vorübergehend und von kurzer Dauer war; es wird dieser Uebelstand auch nicht wesentlich dadurch gemildert, daß dem verschiebbaren Maschinentheil ein gewisses Spiel der Bewegung gegeben wird, ehe über

Digitized by Google

diese Grenze hinaus die Einrückung erfolgt. Ein weiterer Uebelstand ist der, daß mit erfolgter Einrückung der Apparat eine constante Bewegungsgeschwindigkeit erhält und die Schützenbewegung mit derselben Geschwindigkeit vor sich geht, gleichviel ob die Belastungsveränderung am Motor gering oder groß war; der Beharrungszustand des einleitenden Regulirmittels und die Reibungswiderstände im Ein- und Ausrückapparate verzögern die rechtzeitige Auslösung und es tritt der Uebelstand des Zuviel- oder Ueberarbeitens dieser Selbstregulirungen ein. Durch Anwendung von conischen oder expandirenden oder Stufenriemenscheiben, oder durch Satzräder u. s. w. kann dieser Uebelstand mehr oder weniger gemildert, nie aber beseitigt werden, da der Apparat eine gegebene constante Transmissionsgeschwindigkeit benutzt.

Diverse andere Turbinenregulirungen.

Außer den bisher betrachteten giebt es noch eine große Anzahl verschiedener Regulirungsmechanismen, von welchen unmöglich alle hier betrachtet werden können.

Zum Theil sind dieselben aus den Skizzen der amerikanischen Turbinen ersichtlich, theils auch bei der Beschreibung ausgeführter Turbinen bereits einläßlicher betrachtet worden.

Ganz besonders bemerkenswerth ist die für Reactionsturbinen einzig richtige Anordnung, bei welcher die Laufradcanäle gleichzeitig mit den Leitradcanälen verengt oder erweitert werden, wobei gewöhnlich die Höhe der beiden Räder (horizontal beaufschlagte Radialturbinen) verändert wird. Wir haben bereits auf Seite 524 und folgenden die diesbezügliche Anordnung der Regulirung von Fig. 3 u. 4 Taf. 33 näher beschrieben gefunden.

In neuerer Zeit hat diese Anordnung in etwas abgeänderter, principiell jedoch ganz gleicher Construction Eingang in verschiedenen Werkstätten gefunden.

So ist die Turbine von Zeidler, Mühlenbaumeister in Görlitz, nichts anderes als eine Nachahmung und Abänderung der Nagel- und und Kämp'schen Turbine, Fig. 3 und 4 Taf. 33.

Diese Turbine wird in einigen Werkstätten gebaut, so z. B. in der Maschinenfabrik von L. A. Riedinger in Augsburg und in derjenigen von Frambach in Salzungen.

Die Figg. 1 bis 3 auf Taf. 88 zeigen die Aufstellung der Turbine des letztgenannten Hauses für verschiedene Gefällsgrößen.

Digitized by Google

Der Verfasser kann nicht umhin, auch hier wieder seine bereits auf Seite 529 ausgesprochene Ansicht über diese Regulirung dahin zu äußern, daß die Construction eine zu delicate ist und praktisch viele Mißlichkeiten, Wasserverlust im Rade und in der Spalte, Einklemmungen der verschiedenen Gleitstücke u. s. w. im Gefolge haben muß, obwohl sie theoretisch die vollkommenste wäre.

Nachstehend mögen die Resultate der Bremsversuche mit einer von Riedinger in Augsburg ausgeführten Zeidlerturbine angeführt werden, weniger wegen des absoluten Werthes der Ergebnisse (welcher Werth kein Urtheil zuläßt) als wegen des Verhaltens der Turbine unter verschiedenen Umständen. Der höchsterhaltene Wirkungsgrad von über 88 Procent ist natürlich ein illusorischer.

Bremsversuche an einer Zeidlerturbine

mit äußerer Beaufschlagung, ausgeführt in der Maschinenfabrik von L. A. Riedinger in Augsburg.

Die Größenverhältnisse der Turbine sind folgende:

Aeußerer Durchmesser des Laufrades . .	1,700	Meter
Innerer Durchmesser des Laufrades . .	1,360	„
Aeußerer Durchmesser des Leitrades . .	2,110	„
Nutzbare Höhe von Leit- und Laufrad . .	0,290	„
Innerer Durchmesser des Leitrades . . .	1,716	„
Schaufelzahl im Laufrade	33	
Schaufelzahl im Leitrade	28	
Kleinste Austrittsöffnung aus dem Leitrade	0,062	„
Kleinste Austrittsöffnung aus dem Laufrade	0,060	„

Sämmtliche Schaufeln sind Rückschaufeln und mit den Räderkränzen unmittelbar zusammengegossen. Die Turbine ist ausgeführt für ein Minimalgefälle von 0,893 Meter und für eine Maximalwassermenge von 1,693 Cubikmeter und war während des Versuchs die Wassermenge stets geringer und das Gefälle höher. Die erhaltenen Resultate waren:

1. Bei demselben Gefälle (1,1 Meter) und den Radhöhen, resp. Schützenstellungen, von 290 Millimeter und 90 Millimeter und Wasserverbrauch von 1,2692 Cubikmeter gegen 0,548 Cubikmeter pro Secunde werden die Tourenzahlen 40 gegen 50 pro Minute, die Leistungen 15 gegen 8 Pferdekräfte, der Nutzeffect 81 gegen 74 Procent, also in unerheblichem Maße reducirt, wobei zu berücksichtigen ist, daß die Turbine

Digitized by Google

im zweiten Fall mit verhältnißmäßig etwas mehr Wasser beaufschlagt wurde.

2. Bei nahezu gleicher Wassermenge 1,2328 bis 1,2221 Cubikmeter pro Secunde und Gefälle von 1,08 Meter gegen 0,98 Meter und jedesmal ganz geöffneter Turbine war die Tourenzahl $32^3/_4$ gegen 36 pro Minute, die Leistung 15,08 gegen 11,5 Pferdekräfte, der Nutzeffect 85 gegen 74 Procent, so daß bei größerem Gefälle die Turbine das günstigere Resultat in Bezug auf den Nutzeffect aufweist.

3. Bei der gleichen Oeffnung der Turbine findet man bei der kleineren Tourenzahl den höheren Nutzeffect, so daß z. B. die effective Kraft bei 1,2692 Cubikmeter Wasser und 1,10 Meter Gefälle die gleiche ist, wie bei nur 1,2455 Cubikmeter Wasser und nur 1,05 Meter Gefälle; ebenso ist bei den um gleiches, aber nur um 90 Millimeter geöffneten Turbinen die effective Kraft bei 1,24095 Cubikmillimeter Wasser und 1,11 Meter Gefälle größer als bei 1,32738 Cubikmeter Wasser und 1,15 Meter Gefälle, während die Tourenzahl im letzteren Fall 37, im ersteren Fall $28^1/_2$ beträgt.

4. Der höchste Nutzeffect, 88 Procent, stellt sich heraus bei voller Oeffnung der Turbine, bei 1,080 Meter Gefälle und 1,119 Cubikmeter Wasser pro Secunde und einer Tourenzahl von 38 pro Minute. Dem entspricht eine Umfanggeschwindigkeit des Rades gleich 0,734 von der theoretischen Geschwindigkeit, welche dem Gefälle entspricht.

5. Der niedrigste Nutzeffect, 70 Procent, stellte sich heraus bei der um 90 Millimeter geöffneten Turbine, bei 1,15 Meter Gefälle auf 0,5070 Cubikmeter Wasser pro Secunde und 37 Touren pro Minute. Dem entspricht eine Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleich 0,695 von der theoretischen Geschwindigkeit, welche dem betreffenden Gefälle entspricht. Ungefähr bei derselben Tourenzahl ist der Geschwindigkeits-Coefficient im letztern Fall also bedeutend geringer, obgleich das Gefälle dort noch höher ist.

6. Die größte Tourenzahl 46 stellte sich heraus bei den um 190 Millimeter geöffneten Turbinen; bei derselben disponiblen Leistung (absoluten Kraft) und ganz geöffneter Turbine wurde bei nur 38 Umdrehungen pro Minute der höchste Nutzeffect, 88,8 Procent, erzielt, während hier nur 71,4 Procent sich herausstellte.

Digitized by Google

Ueber Turbinenzapfen und Lager.

In jetziger Zeit muß es als eine grobe Nachlässigkeit bezeichnet werden, wenn eine neue achsiale Turbine nicht mit einem Oberwasserzapfen ausgerüstet wird.

Die Zapfen haben sich überall so ausgezeichnet bewährt und bieten so in die Augen fallende Bequemlichkeiten dar, daß es keinem Constructeur einfallen dürfte, einen Unterwasserzapfen aus andern Gründe zu wählen, als weil die Turbine mit möglichst knappen Mitteln erstellt werden soll.

Die Construction der Oberwasserzapfen ist früher meist nach Taf. 82 ausgeführt worden, doch ist diese in vielen Etablissements noch heute angewendete Construction etwas complicirt und wird besser durch die Anordnung, Taf. 33, 76 und 83, ersetzt.

Der Zapfen nach Taf. 48, bei welchem die Büchse g fliegend auf dem obern Säulenende ausgesetzt ist, kann nicht sehr empfohlen werden.

Ringoberwasserzapfen werden da angewendet, wo man keine hohle Turbinenwelle mit besonderer Standsäule anwenden will. Beispiele sind die Turbinen Taf. 61 des Schaffhausener Wasserwerkes; derjenige Fig. 3 Taf. 19 der Turbinen des Genfer Wasserwerkes und derjenige Fig. 2 Taf. 60 der Bellgarder Turbinenanlage. Der letztere Zapfen bildet ein Beispiel eines Ringzapfens für hohle Turbinenwellen, wenn man den Durchmesser dieses Zapfens nicht allzu groß machen will.

Unterwasserzapfen zeigen die Fig. 1 Taf. 44, S. Fig. 2 Taf. 84.

Eine interessante Abhandlung über Turbinenzapfen hat J. C. Bernhard-Lehmann in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure veröffentlicht, welcher die Zapfenconstructionen Fig. 3 bis 8 Taf. 87 entnommen sind.

Fig. 3 ist ein Unterwasserzapfen durch Liederung gegen das Unterwasser geschützt.

Fig. 4 ist ein Unterwasserzapfen einer von innen beaufschlagten Radialturbine mit Wasserzuführung von unten. Das Zapfengehäuse ist auf dem Deckel des Kessels gelagert.

Zwischen Zapfen und Grundplatte aus Stahl ist eine Bronceplatte angebracht.

Die Fig. 6, 7 und 8 stellen Fontaine'sche Oberwasserzapfen dar.

Fig. 16 ist der gewöhnliche Oberzapfen. Fig. 7 ein Mittelzapfen und Fig. 8 ein Oberzapfen für sehr große Belastung. Bei allen diesen

Digitized by Google

Zapfen ist der eigentliche Zapfen und die Grundplatte aus Stahl und die zwischen beiden liegende Platte aus Bronce.

Die untere Führung der hohlen gußeisernen Turbinenwellen an der innern schmiedeeisernen Standsäule muß durch recht lange Bronceschalen stattfinden. Oefter wird auch Pockholz, in Oel gesotten, als Führung verwendet. Für das Schmieren dieser untern Büchsenlager muß geeignete Vorrichtung getroffen werden.

Die Pockholzlager werden mit Keilanzug versehen und sollen entweder ins Unterwasser eintauchen oder dann mit Oberwasser beständig bespült werden.

Für die mittlern Lager langer Turbinenwellen wird mit gutem Erfolge Pockholz mit Keilanzug verwendet und halten solche Lager recht gut, wenn sie beständig ins Wasser eingetaucht sind.

Nach den Erfahrungen des Verfassers dürfen bei großen Turbinen die Zapfen und Platten der Oberwasserzapfen mit Vortheil aus gewöhnlichem Gußeisen bestehen, sobald zwischen beide eine 30 bis 40 Millimeter dicke Platte aus Kanonenmetall gelegt wird.

Diese Zapfen und Platten dürfen mit 80 bis 100 Kilogramm Druck per Quadratcentimeter Fläche belastet werden. Die Gußzapfen bewähren sich in manchen Fällen besser als Stahl. Jede Fläche der sich berührenden Zapfen und Platten erhält eine radiale Oelrinne vom Centrum bis an den äußern Umfang.

Die Zuführung des Oeles erfolgt von oben durch die hohle Turbinenwelle und das durch die Mitte des Zapfens, der Zapfenspindel und der Platte gehende 8 bis 15 Millimeter weite Schmierloch.

Ganz kleine Zapfen erfordern diese vom Centrum der reibenden Flächen ausgehende Schmierung nicht, wohl aber ist dieselbe bei allen größern Zapfen erforderlich.

In frühern Jahren wurden die mittlere und untere Platte der Zapfen als kugeliger Auflageplatte mit Selbstcentrirung gebildet. In neuerer Zeit ist dies als vollkommen überflüssig befunden worden; man läßt die Zapfenplatten mit ebener Fläche fest aufliegen und betrachtet es als selbstverständlich, daß die Turbinenwelle nicht so stark schwanken (nur rund laufen) darf, daß eine solche nachgiebige Unterlage erforderlich wäre.

Bei schmiedeeisernen Zapfen wird der Durchmesser in Millimetern passend nach folgender Formel gewählt:

$$d = \left(\sqrt{\frac{P}{2}}\right) + 5 \text{ Millimeter},$$

wobei P die Belastung in Kilogramm bezeichnet.

Digitized by Google

Die nachstehende Tabelle giebt die Durchmesser der schmiedeeisernen Zapfen für verschiedene Belastungen an.

Bei Stahlzapfen wähle man den Durchmesser der Zapfen in Millimetern zu

$$d = (\sqrt{0{,}18\,P}) + 3 \text{ Millimeter.}$$

Die folgende Tabelle enthält für Stahlzapfen die nöthige Dicke bei verschiedenen Belastungen.

Belastung P in Kilogr.	Durchmesser der Zapfen aus Schmiedeisen Millim.	Durchmesser der Zapfen aus Stahl Millim.	Belastung P in Kilogr.	Durchmesser der Zapfen aus Schmiedeisen Mm.	Durchmesser der Zapfen aus Stahl Mm.	Belastung P in Kilogr.	Durchmesser der Zapfen aus Schmiedeisen Millim.	Durchmesser der Zapfen aus Stahl Mm.
10	7	4	1500	32	19	23000	112	67
20	8	5	2000	37,5	22	24000	114	68
30	9	5,5	2500	39	23	25000	116	69
40	9,5	5,5	3000	44	26	26000	119	71
50	10	6	3500	46	27	27000	121	72
60	10,5	6	4000	49	29	28000	122	73
70	11	6,5	4500	52	31	29000	125	75
80	11,5	7	5000	55	33	30000	127	76
100	12	7	5500	58	35	32000	131	79
125	13	8	6000	60	36	34000	135	81
150	14	8	6500	62	37	36000	139	83
175	14,5	8,5	7000	64	38	38000	142	85
200	15	9	7500	66	39,5	40000	146	87
250	16	9,5	8000	68	41	42000	150	90
300	17	10	9000	72	43	44000	153	91
350	18	11	10000	76	46	46000	156	93
400	19	11,5	11000	79	47	48000	160	96
450	20	12	12000	82	49	50000	163	98
500	21	12,5	13000	85	51	55000	170	102
600	22	13	14000	88	53	60000	178	106
700	24	14	15000	91	54,5	65000	185	111
800	25	15	16000	94	56	70000	192	115
900	26	15,5	17000	97	58	75000	198	118
1000	27	16	18000	99,5	59	80000	205	123
1100	28	17	19000	102	60	85000	211	126
1200	29	17,5	20000	105	63	90000	217	130
1300	30	18	21000	107	64	95000	223	134
1400	31	19	22000	109	65	100000	229	137

Digitized by Google

Reibungsverlust durch die Zapfen. Der Reibun verlust, welchen ein Zapfen verursacht, ist proportional seiner U drehungsgeschwindigkeit, d. h. also auch seinem Durchmesser. Als mitt Geschwindigkeit der reibenden Fläche eines runden Zapfens ist Zu drittel von der Geschwindigkeit am äußern Umfange des Zapfens Rechnung zu bringen.

Der Reibungscoefficient f für schmiedeeiserne, stählerne oder g eiserne, gut geschmierte Zapfen auf Platten aus Kanonenmetall ist 0,075 anzunehmen. Es wird daher die von der Reibung consum Arbeit eines Zapfens bei der Belastung P und der Anzahl Umdrehun n (per Minute)

$$M = \frac{2}{3}\,\frac{d\,\pi\,n}{60}\,.\,P\,.\,f.$$ in Kilogrammmetern per Secunde

oder 0,0349 . d . n . P . f. Kilogrammmetern pro Secunde.

Die folgende Tabelle enthält unter der Annahme des Reibun coefficienten $f = 0{,}075$ die von der Reibung consumirte Arbeit für constante Belastung von 100 Kilogramm bei verschiedenen Umdrehun zahlen in Kilogrammmetern pro Secunde für verschiedene Zap durchmesser.

Bei einem Durchmesser des Zapfens in Millimetern	Von der Zapfenreibung consumirte Arbeit in Kilogrammmetern pro Sec für $f = 0{,}075$ und $P = 100$ Kilogramm							
	bei der Anzahl Umdrehungen pro Minute von							
	50	75	100	150	200	250	300	40
10	0,131	0,196	0,262	0,393	0,524	0,655	0,786	1,0
11	0,144	0,216	0,288	0,432	0,576	0,720	0,865	1,1
12	0,157	0,236	0,314	0,472	0,629	0,786	0,943	1,2
13	0,170	0,255	0,341	0,511	0,681	0,851	1,022	1,3
14	0,183	0,275	0,367	0,550	0,734	0,917	1,100	1,4
15	0,196	0,295	0,393	0,589	0,786	0,982	1,179	1,5
16	0,210	0,314	0,419	0,629	0,838	1,048	1,258	1,6
17	0,223	0,334	0,445	0,668	0,891	1,113	1,336	1,7
18	0,236	0,354	0,472	0,707	0,943	1,179	1,415	1,8
19	0,249	0,373	0,498	0,747	0,996	1,244	1,493	1,9
20	0,262	0,393	0,524	0,786	0,048	1,310	1,572	2,0
22	0,288	0,432	0,576	0,865	0,153	1,441	1,729	2,3
24	0,314	0,472	0,629	0,943	0,258	1,572	1,886	2,5
25	0,327	0,491	0,655	0,982	0,310	1,637	1,965	2,6
26	0,341	0,511	0,681	1,022	1,362	1,703	2,044	2,7
28	0,367	0,550	0,734	1,100	1,467	1,834	2,208	2,9
30	0,393	0,589	0,786	1,179	1,572	1,965	2,358	3,1

Digitized by Google

Bei einem Durchmesser des Zapfens in Millimetern	Von der Zapfenreibung consumirte Arbeit in Kilogrammmetern pro Secunde für f = 0,075 und P = 100 Kilogramm bei der Anzahl Umdrehungen pro Minute von							
	50	75	100	150	200	250	300	400
35	0,458	0,688	0,917	1,375	1,834	2,292	2,751	3,668
40	0,524	0,786	1,048	1,572	2,096	2,620	3,144	4,192
45	0,589	0,884	1,179	1,768	2,358	2,947	3,537	4,716
50	0,655	0,982	1,310	1,965	2,620	3,275	3,930	5,240
55	0,720	1,081	1,441	2,161	2,882	3,602	4,323	5,764
60	0,786	1,179	1,572	2,358	3,144	3,930	4,716	6,288
65	0,851	1,277	1,703	2,554	3,406	4,257	5,109	6,812
70	0,917	1,375	1,834	2,751	3,668	4,585	5,502	7,336
75	0,982	1,474	1,965	2,947	3,930	4,912	5,895	7,860
80	1,048	1,572	2,096	3,144	4,192	4,240	6,288	8,384
85	1,113	1,670	2,227	3,340	4,454	5,567	6,681	8,908
90	1,179	1,768	2,358	3,537	4,716	5,895	7,074	9,432
95	1,244	1,867	2,489	3,733	4,978	6,222	7,467	9,956
100	1,310	1,965	2,620	3,930	5,240	6,550	7,860	10,480
110	1,441	2,161	2,882	4,323	5,764	7,205	8,646	11,528
120	1,572	2,358	3,144	4,716	6,288	7,860	9,432	12,576
130	1,703	2,554	3,406	5,109	6,812	8,515	10,218	13,624
140	1,834	2,751	3,658	5,502	7,336	9,170	11,004	14,672
150	1,965	2,947	3,930	5,895	7,860	9,825	11,790	15,720
160	2,096	3,144	4,192	6,288	8,384	10,480	12,576	16,768
170	2,227	3,340	4,454	6,771	8,908	11,125	13,362	17,816
180	2,358	3,537	4,716	7,073	9,432	11,790	14,148	18,864
190	2,489	3,733	4,978	7,467	9,956	12,445	14,934	19,912
200	2,620	3,930	5,240	7,860	10,480	13,100	15,720	20,961

Es ist indessen wohl zu berücksichtigen, daß bei einer Turbine die Zapfenreibung nicht allein vorhanden ist, da sich die Welle in den Lagern, Stopfbüchsen u. s. w. oft ganz bedeutend reibt.

Theoretisch müßte diese Art der Lagerreibung gar nicht vorhanden sein, allein in Wirklichkeit ist namentlich bei den conischen Getrieben ein starker seitlicher Lagerdruck der verticalen Welle vorhanden, welcher durch die bei solchen Getrieben immer auftretenden Vibrationen wesentlich vermehrt wird.

Die gesammte Reibungsarbeit bei einer Turbine ist daher mindestens doppelt so groß zu berechnen als diejenige durch den Zapfendruck allein.

Nach den Beobachtungen und Messungen des Verfassers kann der totale Reibungsverlust durch die Zapfen- und Lagerreibung bei größern

Digitized by Google

Turbinen zu 4 bis 5 Procent des absoluten Effectes der Wasserkraft angenommen werden. Bei vorzüglich ruhigem Gange der Turbine und des Hauptgetriebes kann dieser Verlust 1 bis $1\frac{1}{2}$ Procent kleiner ausfallen, wenn kein Lager sich zwängt; keine Stopfbüchsen u. dergl. vorhanden sind.

Bei kleinen Turbinen mit schnellem Gange ist der Verlust durch die Reibung etwas größer, bei großen Turbinen mit kleiner Geschwindigkeit dagegen etwas kleiner als 4 bis 5 Procent.

Der Reibungsverlust kann jedenfalls nicht mit dem statischen Momente der Reibung gemessen werden, denn die Reibung tritt erst dann in ihrem richtigen Werthe auf, wenn der Motor im Gang ist und die Vibrationen der Getriebe die Welle erschüttern.

Bei ganz kleinen Motoren mit Umdrehungszahlen von 300 bis 600 pro Minute steigt die Reibungsarbeit noch wesentlich höher als oben angegeben, weil hier der Einfluß der noch so kleinen Schwankungen der Wellen weit größer wird.

Ein Lager für schnelllaufende horizontale Turbinenwellen zeigen die Fig. 5 und 6 Taf. 88. Das Lager ist mit einer durch Federn gegen den Wellzapfen gedrückten Schmierrolle versehn, deren unterer Theil ins Oel eintaucht und dasselbe bei der Umdrehung an den Zapfen abgiebt.

Das abgebildete Lager ist dasjenige der 320pferdigen Turbinen, mit 160 Meter Gefälle arbeitend, der Drahtseilbahn in Lausanne.

Digitized by Google

Abriß der Geschichte der Hydraulik.

Aelteste Geschichte der Hydraulik. Wie die Naturforschung in den frühern Jahrhunderten sich mehr in philosophischen Speculationen als auf Beobachtung der stricten Thatsachen bewegt hat, so ist auch die Hydrotechnik Jahrhunderte hindurch ein unerforschtes Gebiet geblieben. Archimedes hat bekanntlich zuerst einige Fundamentalgesetze der Hydrostatik gefunden, wie z. B. den äußerst wichtigen Satz, daß jeder Körper im Wasser soviel an seinem Gewichte verliert, als das Gewicht des von ihm verdrängten Wassers beträgt.

Im Jahre 98 v. Chr. Geburt hatte Rom als Metropole der ganzen damals bekannten Welt neun Aequaducte von zusammen 250 Meilen Länge, welche dieser Stadt täglich 27 Millionen Cubikfuß oder 312,5 Wasser in einer Secunde zuführten, eine Wasserleitung, die bis in die neueste Zeit unerreicht geblieben ist und die besonders in ihren Thalübergängen viel Bemerkenswerthes bietet.

Dessen ungeachtet konnte die Hydraulik bis ins 14. Jahrhundert nicht zu den Wissenschaften gezählt werden, da die Schwierigkeit der einläßlichern Discussionen über diesen Gegenstand bei der mangelhaften Kenntniß der Mechanik fester und flüssiger Körper noch zu groß und unfruchtbar erscheinen mußte.

Die Schwierigkeiten der Schiffahrt auf den Bergströmen Italiens, sowie die Zerstörungen der Ufer bei Ueberschwemmungen lenkten zunächst die Aufmerksamkeit der Gelehrten auf das einläßlichere Studium der Hydraulik hin.

Die Erbauung des Domes in Mailand gab die Veranlassung zur Erfindung der Schleußencanäle, welche zum ersten Male auf dem Canal vom Tessin nach Mailand Anwendung fanden, auf welchem die Steine zum Bau des Domes herbeigeschafft werden mußten. Der Bau des

Digitized by Google

Domes dauerte nahezu 500 Jahre und die erste Schleuße wurde im letzten Jahrzehnt des 15. Jahrhunderts bei Mailand erstellt.

Im 17. Jahrhundert machte die Hydraulik unter Galilei's Einfluß einige Fortschritte und es erschien im Jahre 1628 auf Pabst Urbans VIII. Veranlassung das Werk: „Ueber Flüsse" von Castelli, einem Schüler Galilei's, welcher zuerst die Geschwindigkeit als ein Element in die Berechnung der Ausflußmenge einführte.

Toricelli's Theorie. Im Jahre 1643 entdeckte Toricelli, ebenfalls ein Schüler Galilei's, das Fundamentalgesetz der Hydraulik: Daß die Geschwindigkeit ausfließender Wasserstrahlen, wenn man von den Reibungswiderständen absieht, gleich ist der Geschwindigkeit eines Körpers, welcher durch eine Höhe gleich der Druckhöhe des ausfließenden Wassers frei herunter fällt. Er leitete daraus das Gesetz ab, daß ohne Rücksicht auf Reibungs- ꝛc. Widerstände die Quadrate der Geschwindigkeiten bewegter Flüssigkeiten den Druckhöhen proportional sind. Er bemerkte ebenfalls, daß die Beschleunigung der Bewegung des Wassers auf schiefen Ebenen von dem Gefälle abhängt.

Pascal veröffentlichte in seinen 1646—1663 erschienenen Werken verschiedene Beiträge zu den hydraulischen Forschungen.

Mariotte veröffentlichte im Jahre 1684 sein bedeutendes Werk „Traité du mouvement des eaux". Er nahm die Toricelli'sche Theorie über die Bewegung des Wassers an, discutirte manches Problem in meisterhafter Weise und lenkte die Aufmerksamkeit auf eine richtige Art und Weise, nach welcher die Versuche und Beobachtungen über die Bewegung fließender Gewässer angestellt werden sollen.

Guglielmini, der größte Meister der italienischen Schule, gab sein Werk gegen das Ende des 17. Jahrhunderts heraus.

Er nahm die Lehre Toricelli's an und vertheidigte die sogenannte paraboliſche Theorie der Flüsse, welche auf folgenden Satz hinausläuft: Ein Wassertheilchen eines Flusses bewegt sich mit derjenigen Geschwindigkeit, welche dem Gefälle als Druckhöhe entspricht, die letztere von einer durch die Quelle des Flusses gelegten Horizontalen aus gerechnet. Diese Geschwindigkeit wäre sonach $\sqrt{2gh}$. Zieht man durch das gegebene Wassertheilchen eine Verticale und betrachtet diese als die Axe einer Parabel, deren Scheitel an der Wasseroberfläche liegt, und deren Parameter gleich ist der vierfachen Höhe, durch welche eine freifallender Körper in der ersten Secunde sich bewegt, so entspricht die Ordinate der Parabel der Geschwindigkeit des Wassertheilchens.

Die Thatsachen stimmen allerdings nichts weniger als mit dieser

Digitized by Google

Lehre überein und es zeigt der Umstand, daß so ausgezeichnete Männer eine so fehlerhafte Theorie vertheidigen konnten, deutlich genug, daß die Wissenschaft jener Zeit sich mehr in abstracten Betrachtungen, als auf Beobachtung der Thatsachen stützte.

Guglielmini bemerkte indessen wohl die Abweichung seiner Theorie von den Thatsachen und war auch bemüht, die Ursache davon aufzufinden.

Newton untersuchte in seinem berühmten Werke „Die Principien der mathematischen Naturphilosophie" die Reibung der Flüssigkeiten an festen Körpern, sowie die Ausflußmenge des Wassers aus Behältern. Einige seiner Ergebnisse wurden später als nicht zutreffend erkannt und er suchte dieselben in der spätern Auflage seines Werkes (1714) zu verbessern. Seine Leistungen waren für die Hydraulik weniger wichtig, als auf den übrigen Gebieten, in denen Newton Großartiges geleistet hat, besonders in der Astronomie oder mathematischen Naturphilosophie, in welcher Newton als wahrer Heros dasteht.

Varignon veröffentlichte 1725 sein Werk über die Hydraulik, in welchem er die alte parabolische Theorie Guglielmini's (alt im Gegensatze zu der neuen parabolischen Theorie Humphrey-Abbot's) in algebraischen Formeln darstellte, ohne aber etwas Neues, Wesentliches hinzuzufügen.

Pitot gab zwischen 1730 und 1738 mehrere Abhandlungen über die Hydraulik heraus, in denen er seine Versuche über die Geschwindigkeit des Wassers in verschiedenen Tiefen eines Flusses darlegte und die Ergebnisse, die er mit Hülfe seines Wassermessers (Pitot's Röhre) erhalten hatte, auseinandersetzte.

Er bewies zuerst die Unrichtigkeit der parabolischen Theorie Guglielmini's.

Couplet stellte 1732 eine Reihe von Versuchen an und veröffentlichte die Ergebnisse über die Ausflußmenge an Wasserröhren in Versailles in den Memoiren der französischen Akademie. In derselben Zeit erschienen auch die Werke der bedeutendern italienischen Schriftsteller, wie Grandi, Manfredi, Zendrini, Frisi, Zanotti, Genette u. a. mehr.

Bernouilli (Daniel) gab 1738 sein Werk „Hydrodynamica seu de Viribus et Motibus Fluidorum Commentarii" in Straßburg heraus. Er wendete zuerst das Princip der lebendigen Kräfte auf die Bewegung des Wassers an und gab dadurch die Veranlassung zu einer neuen Epoche in der Hydraulik.

Bernouilli (Johann) veröffentlichte 1742 seine Theorie der fließenden Gewässer auf Grund vieljähriger Studien. Seine Resultate

Digitized by Google

unterscheiden sich nicht wesentlich von denen seines Sohnes, obwohl er dieselben auf anderm Wege erhalten hat.

Alembert gab 1743 und 1752 seine berühmten hydraulischen Arbeiten heraus, welche für die Wissenschaft von großer Bedeutung waren.

Lechi, Ingenieur, veröffentlichte 1765 seine sehr vollständigen Arbeiten über die Theorien der fließenden Gewässer.

Euler hat sich als ausgezeichneter Mathematiker mit Vorliebe mit hydraulischen Studien beschäftigt und in den Jahren 1768 bis 1771 eine Reihe strengwissenschaftlicher Aufsätze in den Memoiren der Petersburger Akademie veröffentlicht. Er legte seinen Untersuchungen eine hypothetische Flüssigkeit zu Grunde und so interessant seine Erzeugnisse für die Wissenschaft sind, so sind dieselben ohne weitern praktischen Werth. Dagegen hat Euler unter Anderm die erste Anleitung zur Erstellung einer Turbine gegeben.

Die Euler'sche Turbine besteht bereits aus zwei Theilen, einem Leitapparate mit gebogenen Canälen und einem Laufapparate, aus einzelnen gebogenen Röhren bestehend, welche am Umfang eines conisch cylindrischen Gefäßes angebracht waren. In der That ist die Euler'sche Turbine principiell den heutigen Reactionsturbinen ähnlich und gebührt Euler als einem tüchtigen Mathematiker das Verdienst, die vortheilhafte Zuleitung des Wassers in das Laufrad durch gebogene Leitcanäle zuerst erfaßt zu haben.

Michelotti, Professor in Turin, stellte im Jahre 1764, unterstützt vom König von Sardinien, eine Reihe von Versuchen an, deren Ergebnisse 1774 veröffentlicht wurden.

Der Abbé Bossut, unterstützt von der französischen Regierung, stellte zur Lösung praktischer Fragen ebenfalls eine Reihe von Experimenten an, deren Resultate 1771 bis 1778 veröffentlicht wurden.

Diese beiden Hydrauliker stellten zuerst das Fundamentalprincip auf, daß die Formeln nur auf Grundlage von Versuchen, nicht aber mittelst abstracter Discussionen aufzustellen seien und gaben dadurch den Anstoß zu einer neuen Aera in der Geschichte der Hydraulik; wie auch die Resultate der angestellten Versuche bereits praktischen Werth besitzen, was mit allen frühern Ergebnissen nicht der Fall war.

Erste Formel für die mittlere Geschwindigkeit. Der französische Ingenieur Chezy stellte im Jahre 1775 die erste Formel zur Bestimmung der mittlern Geschwindigkeit aus dem Querprofil und dem Gefälle auf, unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände des Wassers an den Wandungen.

Digitized by Google

Im Jahre 1782 erschien Belidor's größeres Werk „Architecture hydraulique".

Im Jahre 1784 veröffentlichte Espinasse zwei Abhandlungen über den Ausfluß des Wassers aus großen Oeffnungen und über Vereinigung und Spaltung von Flüssen.

Dubuat's großes Werk „Principes d'Hydraulique verifiés par un grand nombre d'experiences faites par ordre du Gouvernement" erschien im Jahre 1786 als completes Werk. Eine weitere Ausgabe unter dem Titel: „Principes d'Hydraulique et de hydrodynamique" erschien 1816. Auf diese letztere verwendete Dubuat den Fleiß 10 voller Jahre.

Er stellte den Satz auf, daß bei gleichförmig fließenden Gewässern die bewegenden Kräfte der Summe aller Widerstände gleich sein müssen, daß die bewegende Kraft von dem Gefälle der Oberfläche abhinge, daß die Reibungswiderstände in der Cohäsion des Wassers und der Reibung am Flußbett zu suchen seien.

Von zahlreichen Versuchen über die Bewegung des Wassers in Röhren ausgehend, stellt er für die Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen eine zwar etwas weitläufige, aber gut brauchbare Formel mit sorgfältig ermittelten Coefficienten auf, welche für viele praktische Zwecke brauchbar war.

Er bespricht in seinem Werke zahlreiche praktische Fragen und wissenschaftliche hydraulische Aufgaben, so daß sein Werk noch jetzt von großem wissenschaftlichem Werthe ist.

Bernard veröffentlichte 1787 ein schätzbares Werk „Nouveaux Principes d'Hydraulique", welches die Principien von Bernouilli, d'Alembert, Bossut und Dubuat zusammenfaßt.

Brünings veröffentlichte 1789 und 1790 in seinem Werke: „Sur la Communication latérale du mouvement des fluides" einige wichtige Experimente über die Geschwindigkeit des Wassers in verschiedenen Tiefen unter der Oberfläche.

Woltmann (der Erfinder des Woltmann'schen Flügels) gab 1791 bis 1799 sein vierbändiges Werk: „Beiträge zur hydraulischen Architectur" heraus.

Venturi's Werk erschien 1798 und behandelte eine Reihe von Versuchen über die Zusammenziehung (Contraction) der Wasserstrahlen. Venturi weist nach, daß die Wirbel in den Flüssen eine Ursache der Verzögerung der Geschwindigkeit des Wassers sind.

Coulomb veröffentlichte im Jahre 1800 eine Abhandlung: „Experiences destinées à déterminer la cohérence des fluides et

Digitized by Google

les lois de leurs résistances dans les mouvements très lents", in welcher er die Natur der Reibung zwischen den Flüssigkeiten und festen Körpern aufsucht und nachweist, daß diese Widerstände durch eine Function aus zwei Gliedern dargestellt werden können, von denen das eine die erste und das andere die zweite Potenz der Geschwindigkeit enthält. Doch macht er keine weitere Anwendung zur praktischen Verwerthung seiner wichtigen Entdeckung.

Eytelwein gab 1801 sein großes Werk: „Handbuch der Mechanik und der Hydraulik" heraus und folgte bei seinen Betrachtungen der Dubuat'schen Methode.

Girard wendete 1803 zuerst das Coulomb'sche Gesetz auf die Bewegung des Wassers in Flüssen und Canälen an und stellte eine sehr einfache praktische Formel über die Geschwindigkeit auf, stellte auch verschiedene werthvolle Versuche an.

Prony gab sein erstes Werk: „Nouvelle architecture hydraulique" im Jahre 1790 und 1796 heraus. Sein zweites Werk erschien 1802 unter dem Titel: „Jaugeage des eaux courantes". Er bespricht die Vermessung des Wassers an Wehren, Reservoirs ꝛc. und stellt Formeln für die Durchflußmenge durch verticale und horizontale Oeffnungen auf. Sein Hauptwerk erschien 1804 unter dem Titel: „Recherches physico-mathématiques sur la theorie des eaux courantes" und durch dieses hat er sich einen der ersten Plätze unter den Schriftstellern über die Hydraulik errungen. Ausgehend von der Betrachtung eines Systemes schwerer Körper modificirt er die erhaltenen Resultate durch Einführung der Bedingung des flüssigen Zustandes und weist in Uebereinstimmung mit Coulomb und gestützt auf Versuche nach, daß die Widerstände durch einen Ausdruck mit zwei Gliedern dargestellt werden können, deren eines die erste, das andere die zweite Potenz der mittlern Geschwindigkeit enthält. Entgegen den Resultaten von Coulomb und Girard zeigte er ferner, daß jedes Glied dieses Ausdruckes mit einem besondern (nicht mit einem gemeinschaftlichen) Coefficienten zu verbinden sei.

$$\left(\frac{G}{L} = \frac{S}{Q}\, a\, u + b\, u^2.\right)$$

Aus den sorgfältigen Versuchen Dubuat's über die Bewegung des Wassers in Röhren und Canälen leitet er mit Hülfe der graphischen Darstellung praktische Regeln ab und bestimmt die Werthe der Corrections-Coefficienten für die Reibungswiderstände.

Er bespricht die Formel, welche Dubuat aufstellte, um die mittlere Geschwindigkeit eines ganzen Canalquerschnittes aus derjenigen an der Oberfläche abzuleiten und stellt eine neue Formel zu diesem Zwecke

Digitized by Google

auf (§ 124), welche bis in die neueste Zeit Anwendung gefunden hat, obwohl sie in neuester Zeit als unrichtig erkannt worden ist. (Ende dieses Paragraphen.)

Im Jahre 1825 gab Prony eine Anleitung zur Vereinfachung der diesbezüglichen Rechnungen heraus unter dem Titel: „Recueil de 5 tables pour faciliter et abréger les calculs des formules relatives aux mouvements des eaux."

Lecreulx gab 1804 sein Werk über die Bildung der Flußbette heraus.

Thomas Young stellte 1808 eine neue Formel über die Bewegung des fließenden Wassers auf.

Mollet und Vici haben 1809 Versuche über die Durchflußmenge in Wasserleitungsröhren angestellt.

Eytelwein veröffentlichte 1814 und 1815 in den Memoiren der Berliner Akademie seine Aufsätze, in welchen er die bekannten neuen Coefficienten für die Prony'sche Formel ableitete, welche bis in die allerneueste Zeit Anwendung gefunden haben. Auch diese Formeln sind jetzt als theilweise mangelhaft erkannt und außer Gebrauch gesetzt worden.

In Eytelmann's Werk über die Hydraulik ist eine der ersten Abhandlungen über die Wasserräder enthalten.

Poncelet veröffentlichte im Jahre 1828 sein Werk „Cours de mécanique fait à l'école d'Artillerie à Metz", in welchem er seine Theorie über das in permanenter Bewegung befindliche Wasser veröffentlichte, d. h. den Lauf des Wassers in einem Flusse oder Canale untersuchte, dessen Querschnitt und Gefälle innerhalb bestimmter Grenzen variiren.

In seinem Werke „Cours de Mécanique appliquée" veröffentlicht Poncelet die erste, ziemlich gründliche Theorie der Wasserräder.

In seinem „Mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbes" giebt Poncelet (im Jahre 1827) eine einläßliche Theorie des Ponceletrades.

Im Jahre 1838 erschien von Poncelet in den „Comptes rendus de l'academie" die erste gründliche theoretische Behandlung der Fourneyron-Turbine unter dem Titel „Théorie des effets mécaniques de la turbine Fourneyron".

Belanger. In demselben Jahre erschien das Werk Belanger's über das in permanenter Bewegung befindliche Wasser: „Essai sur la solution numérique des quelques problèmes relatifs au mouvement permanent des eaux courantes, Paris 1828", in welchem derselbe

Digitized by Google

eine Formel ableitet, die mehr als alle bisherigen Theorien die Erscheinungen des fließenden Wasser berücksichtigt.

Genieys gab 1829 eine theoretisch-praktische Abhandlung über Wasserwerke heraus und behandelt verschiedene, den praktischen Hydrauliker interessirende Gegenstände. (Essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux.)

Rancourt veranstaltete 1824—1826 Versuche an der gefrorenen und offenen Newa, welche von Destrem und Henry discutirt worden sind.

Bidone stellte 1826 und 1827 eine Reihe Versuche über den Ausfluß des Wassers durch verschiedene Oeffnungen an und legte 1829 der Turiner Akademie zwei Abhandlungen vor, deren eine die erhaltenen Resultate der Versuche, die andere die theoretischen Folgerungen derselben enthielt.

Girard gab 1831 eine Abhandlung über den von ihm erbauten Canal de l'Ourcq heraus, in welcher er eine Theorie des fließenden Wassers behandelt.

Poncelet's und Lesbres' Versuche. 1827 stellten Poncelet und Lesbres im Auftrage der französischen Regierung eine Reihe genauer, einläßlicher Versuche an, um die Gesetze und Coefficienten des Wasserausflusses aus Oeffnungen festzustellen. Die betreffende Abhandlung wurde 1832 von der Akademie der Wissenschaften veröffentlicht: „Experiences sur les lois d'écoulement de l'eau des orifices rectangulaires verticaux en minces parois planes", Paris 1832. Continué par Lesbres, Paris 1851. Diese letztere Fortsetzung hat eine solche Anerkennung gefunden, daß der Verfasser den Preis davon trug, welchen die Akademie jährlich als prix de mécanique ausschreibt.

Dieses Werk giebt die Wassermengen an, welche unter den verschiedensten Umständen durch verticale Schützenöffnungen, Ueberfälle ꝛc. abfließt und dienen dessen Angaben dem Wasserbautechniker heute noch so zu sagen als Hauptgrundlage für alle diesbezüglichen Berechnungen.

Défontaine begann im Jahre 1820 eine Reihe von Beobachtungen über den Rhein, deren Ergebnisse er 1833 veröffentlichte („Travaux du Rhin", „Annales des ponts et chaussées") und die zu den besten Arbeiten dieser Art zählen, sowohl was die Zahl der angestellten Versuche betrifft, als auch wegen der ausführlichen Darstellung der im Gebrauche befindlichen Methoden zur Verbesserung der Flüsse.

Diese Verbesserungen haben den Zweck, die Ufer vor Zerstörung und die umliegenden Gegenden vor Ueberschwemmung zu schützen. Das Détail über die Bauten am Rheine ist ausführlich angegeben. Die Dimensionen der Dämme am Rheine sind viel größer als die bisher

Digitized by Google

am Mississippi aufgeführten. Sie haben ungefähr 10 Fuß Stärke an der Krone, mit einer doppelten Böschung gegen den Fluß und einer $1^1/_2$fachen gegen das Land. Die Kronen haben eine schwache Neigung gegen die Landseite, so daß der Regen landeinwärts abläuft. Die Höhe der Dämme ist $1^1/_2$ Fuß über die größten Hochwasser und selbst diese starken Dämme sind noch als zu schwach befunden worden. Zu beiden Seiten der Dämme ziehen sich Streifen von Grasland hin, gegen die Wasserseite $6^1/_2$ Fuß, gegen die Landseite $3^1/_2$ Fuß breit, vom Fuß der Dammböschung an gerechnet. An der Außenseite dieser Graslandstreifen sind Pappeln und Weiden gepflanzt.

Bei mehr als 7 Fuß Höhe der Dämme ist innen und außen ein Banquet zur Verstärkung gegen das Durchsickern des Wassers angebracht. Wo der Stromstrich den Dämmen gefährlich werden könnte, sind in Entfernungen von 600 bis 1000 Fuß große und starke Traversen angebracht und nöthigenfalls durch Faschinen versichert, an denen sich die Kraft des Stromes brechen soll. Um die verschiedenen Formeln über die mittlere Geschwindigkeit zu prüfen, stellte Défontaine sorgfältige Messungen der Durchflußmenge an und fand, daß die Formeln, welche die mittlere Geschwindigkeit aus jener der Oberfläche ableiten, zu geringe Durchflußmengen ergaben.

Zur Verbesserung des Rheines schlägt er vor, alle Nebenrinnen abzuschließen, so daß das Bett einen einzigen Canal bilde; zweitens alle geraden Strecken des Flußbettes in Krümmungen abzuändern, weil ein Fluß in einer Curve nur ein Bruchufer bildet und deshalb leichter und billiger geschützt werden kann, als wenn eine doppelte Linie von Bauten zum Schutze erforderlich ist.

Aubuisson gab 1834 ein sehr umfassendes praktisches Werk „Traité d'Hydraulique à l'usage des ingénieurs" heraus, in welchem namentlich die oberschlächtigen Wasserräder ziemlich gründlich behandelt sind.

Castel stellte 1835 in Toulouse eine Reihe sorgfältiger Versuche über das fließende Wasser an, welche er in den „Annales de Chymie et Physique", Band 62, Paris 1836, veröffentlichte.

Navier besprach in seinem Werke „Applications de la Mécanique" die Wasserräder im Allgemeinen. Ausführlicher behandelte er die Wasserräder in der von ihm besorgten Ausgabe des ersten Bandes der „Architecture hydraulique" von Belidor.

Dupuit ließ 1848 sein Werk erscheinen: „Etudes théoriques et pratiques sur les mouvements des eaux courantes", in welchem

Digitized by Google

er die Resultate seiner selbständigen theoretischen Studien über die fließenden Gewässer veröffentlicht.

Boileau erhielt 1844 von der französischen Regierung ausgedehnte Vollmacht zur Anstellung von Versuchen über hydraulische Gegenstände.

Die Versuche sind in Metz angestellt worden und zwar besonders über die Durchflußmengen bei Wehren und durch Oeffnungen verschiedener Art. Die Resultate wurden 1854 in dem Berichte „Traité de la mesure des eaux courantes" veröffentlicht und sind dieselben für die Wissenschaft und die Praxis von großer Bedeutung.

Burdin, französischer Ingenieur, hat zuerst praktische Anwendung von den Turbinen gemacht und den Namen „Turbinen" zuerst in Anwendung gebracht. Im Jahre 1827 wurde von der „Société d'encouragement" ein Preis von 6000 Fr. ausgesetzt für die erste Anwendung im Großen von Turbinen oder Wasserrädern mit gebogenen Schaufeln.

Burdin nahm an diesem Concurse theil, jedoch nicht mit ausgeführten Turbinen, sondern mit einer ausführlichen Abhandlung über die Turbinen, in welcher er verschiedene Motoren mit verticaler und horizontaler Achse, mit voller und partieller Beaufschlagung, in und außer dem Wasser arbeitend, einläßlich beschrieb.

Die erste nach Burdin's Angabe erstellte Turbine wurde in „Pont-Gibaud" aufgestellt und von einer Commission geprüft, welche vom Gouvernement ernannt worden war.

Der Motor brauchte nur den dritten Theil desjenigen Wassers, welches das frühere Wasserrad gebraucht hatte und war dessen Wirkungsgrad 67 Procent des theoretischen Effectes.

Diese Turbine war ein partial beaufschlagtes Turbinenrad mit verticaler Achse und mit mehreren ziemlich richtig gestellten Leitcanälen.

Die Canäle des Laufrades waren gegen das untere Ende hin abwechselnd nach einwärts und nach auswärts gebogen, um bei kleinerem Austrittswinkel einen ungestörten Ausfluß der Wasserstrahlen zu erhalten. (An der Mailänder Ausstellung im laufenden Jahre 1881 sah der Schreiber dieser Zeilen eine ganz ähnlich construirte Turbine von einem Constructeur in Venedig als wichtige neue Erfindung ausgestellt.)

Burdin erhielt einen Preis von 2000 Fr. von der „Société d'encouragement" zugetheilt, während der Hauptpreis für die erste größere Anwendung zurückbehalten wurde.

Man kann sagen, daß Burdin die Theorie von Navier und Borda praktisch angewendet und die Industriellen in erster Linie auf die Turbinen aufmerksam gemacht hat.

Digitized by Google

Fourneyron. Ein früherer Schüler von Burdin hat die Ideen seines Lehrers verfolgt und die erste praktisch brauchbare Turbine für größere Wasserkräfte construirt.

Das zweite überhaupt für eine Turbine genommene Patent nahm Fourneyron am 24. October 1832 in Frankreich für die jetzt allbekannte und noch heute angewendete Construction seiner Turbine, nachdem im Jahre 1830 das erste Patent dieser Art einem tüchtigen französischen Mechaniker Laborde für eine Turbine mit verticaler Achse zuerkannt worden war, welche Erfindung jedoch ohne weitern Erfolg war.

Fourneyron ist der Vater des neueren Turbinenbaues, der eigentliche Erfinder der Turbinen für praktische Anwendung. Er erhielt den Preis von 6000 Fr., welchen die „Société d'encouragement" ausgesetzt hatte. Die erste Turbine, von Fourneyron gebaut, war bereits seit 1827 im Gange (in Pont sur l'Ognon zum Betriebe einer Säge). Die Fourneyron'sche Turbine wurde einläßlich geprüft und ergab so vorzügliche Resultate, daß in kurzer Zeit eine Reihe solcher Motoren erstellt wurden. Die im vorliegenden Werke beschriebenen und abgebildeten Motoren in St. Blasien gehören zu den ersten von Fourneyron gelieferten Turbinen.

Die erste Beschreibung der Fourneyron'schen Turbine, mit deren Construction der Erfinder einen äußerst glücklichen Wurf gethan hat, erschien im Jahrgange 1834 im „Bulletin de la Société d'encouragement".

Morin stellte in dieser Zeit Versuche mit der Fourneyron'schen Turbine an und veröffentlichte dieselben in dem Werke: „Experiences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées turbines", Metz und Paris 1838.

In demselben Jahre erschien die erste gründliche Theorie der Fourneyron'schen Turbine von Poncelet in den „Comptes rendus de l'Academie".

Combes gab im Jahre 1843 sein Werk heraus: „Recherches théoriques et expérimentales sur les roues à réaction ou à tuyaux". In diesem Werke wurden zuerst die Nebenhindernisse bei den Entwickelungen berücksichtigt.

Redtenbacher gab im Jahre 1844 sein ausgezeichnetes Werk: „Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren" heraus. Im Jahre 1846 erschien Redtenbacher's Werk: „Theorie und Bau der Wasserräder". Diese Werke behandeln den Bau der hydraulischen Motoren in so gründlicher und wahrhaft classischer Weise, daß sie bis in die neueste Zeit hinein die gediegensten Werke geblieben sind.

Digitized by Google

Allerdings soll die Verehrung der hohen Redtenbacher'schen Verdienste nicht so weit gehen, daß man heute noch nach seinen Regeln construirt. Seine Theorie jedoch ist so klar und sicher, daß sie von unvergänglichem Werthe ist.

Jonval und Koechlin. Im Jahre 1841 (27. October) nahm der französische Ingenieur Jonval ein Patent auf seine Rohrturbine mit verticaler Achse. Er war durch Versuche darauf gekommen, daß das Wasser mit der ganzen dem Totalgefälle entsprechenden Geschwindigkeit durch eine enge Oeffnung fließt, welche im Innern eines luftdicht geschlossenen Rohres in beliebiger Höhe angebracht wird, wenn dieses Rohr in den Unterwasserspiegel eintaucht. Er fand daher, daß eine Turbine in ganz beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel placirt werden kann, wenn man dieselbe in ein Rohr einschließt, welches mit seinem untern Ende in das Unterwasser eintaucht, während das Wasser dem obern Ende so zugeführt wird, daß das Rohr immer ganz gefüllt ist.

Obwohl Jonval über die wirkliche Ursache dieser Erscheinung nicht recht im Klaren war, hatte er doch diese für den Turbinenbau äußerst wichtige Thatsache entdeckt und trat das Recht zur Verwerthung seiner Erfindung an M. Koechlin in Mülhausen (Maschinenfabrikant) ab.

Dieser letztere fand bald die wirkliche Ursache der beobachteten Erscheinung auf und vervollkommnete die Turbine von Jonval sogleich in dem Maße, daß dieselbe bald die weiteste Verbreitung fand und die Turbine von Fourneyron in den Hintergrund stellte.

Callon erhielt am 18. October 1840 ein Patent auf eine Turbine, welche, wenn auch nicht deutlich ausgesprochen oder hervorgehoben, doch nichts anderes als eine reine Actionsturbine war.

Die Turbine war im Allgemeinen wie die Fourneyron'sche construirt, hatte jedoch nur eine schmale Leitradkrone und vor je zwei Leitcanälen einen verticalen Schieber, welcher nach oben aufgezogen werden konnte. Die Laufradcanäle waren ausgeweitet gegen den Austritt hin, um einen constanten Durchflußquerschnitt zu erzielen.

Fontaine verlangte am 19. März 1840 und erhielt am 12. September desselben Jahres ein Patent auf eine Turbine mit verticaler Achse, welche ganz so construirt war, wie unsere heutigen Girardturbinen. Der Form nach wie eine Jonvalturbine aussehend (welche damals noch nicht bekannt war), hatte sie in jedem Leitcanal einen verticalen Schieber und ein im Querschnitt nach unten ausgeweitetes Laufrad. Eine reine Actionsturbine, ohne daß dies jedoch ausgesprochen worden war.

Digitized by Google

Gegen Ende des Jahres 1843 hatte Ingenieur Arson die Idee, die Turbinenwelle hohl zu machen und in deren Innerm eine Säule zur Unterstützung der über dem Oberwasser placirten Zapfenpfanne anzubringen, welche Idee sogleich von Fontaine adoptirt und von dort an bei seinen Turbinen immer angewendet wurde.

Es ist also nicht Jonval, welcher die Turbine mit verticaler Achse zuerst aufgebracht hat, sondern Callon und Fontaine und es bezieht sich die Erfindung Jonvals mehr auf die Jonvalturbine als Rohrturbine oder auf die Anordnung der Aufstellung in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel.

Cadiat hat im Jahre 1839 ein Patent auf eine Turbine erhalten, welche nur in einem Laufrade mit gebogenen Schaufeln bestand, also ohne Leitapparat war, und keinen weiteren praktischen Erfolg hatte. Dem Principe nach war es ein Segner'sches Wasserrad.

Belidor behandelt in seiner am Ende des vorigen Jahrhunderts erschienenen „Architecture hydraulique" die sogenannten Löffelräder nach Fig. 1 Taf. 2, welche im südlichen Frankreich seit mehreren Jahrhunderten in Anwendung sind.

Borda baute um dieselbe Zeit Stoßräder, welche ähnlich dem Laufrade einer Jonvalturbine waren, welchem das Wasser durch einen geneigten offenen Canal schief von oben mit der vollen dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit zufloß.

Segner, Professor der Mathematik in Göttingen, gab ungefähr in der Mitte des vorigen Jahrhunderts eine Art von Turbine an, welche im Principe der Cadiatschen Turbine ähnlich war und auf dem Rückstoß des Wassers beim Ausflusse aus Oeffnungen unter Druck beruhte. Princip Fig. 20 Taf. 1.

Henschel, Oberbergrath in Cassel, hat im Jahre 1837 eine Turbine entworfen und 1841 in einer Steinschleiferei in Holzminden aufgestellt, welche ganz ähnlich der Turbine von Jonval-Köchlin war. Es wäre somit eigentlich Henschel der erste Erfinder der Jonvalturbine.

Turbinen-Literatur der neueren und neuesten Zeit. Seit dem Aufkommen der Fourneyron'schen und Jonval'schen Turbinen sind eine Menge Variationen hydraulischer Motoren entstanden, die hier unmöglich nur erwähnt werden können.

Ebenso sind viele Werke und Abhandlungen über die hydraulischen Motoren erschienen, von welchen hier nur die wichtigsten erwähnt werden können.

Schubert, Professor, veröffentlichte im Jahre 1850 einen „Beitrag

Digitized by Google

zur Berichtigung der Theorie der Turbinen" und zeigt darin, wie man aus der Form des absoluten Wasserweges die Schaufelform ableiten kann.

Weißbach behandelte 1851 in seiner Ingenieur- und Maschinen-Mechanik die hydraulischen Motoren in sehr gründlicher Weise und unterschied in demselben zuerst zwischen Reactionsturbinen und Druckturbinen oder Turbinen mit reiner Action arbeitend.

Schmidt, Professor, veröffentlichte 1855 seine Theorie über die Actionsturbinen.

Girard veröffentlichte 1858 seine auf Seite 355 und folgenden dieses Werkes im Auszuge wiedergegebene Abhandlung über das Princip der freien Abweichung.

Wiebe, Professor, gab 1859 seine „Allgemeine Theorie der Schaufelconstruction der Turbinen" u. s. w. heraus.

Im Jahre 1866 und 1867 erschien Wiebe's „Allgemeine Theorie der Turbinen", ein ausgezeichnetes (rein theoretisches) Werk, in welchem zuerst auf die Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen aufmerksam gemacht und die Schaufelconstructionen unter Beseitigung derselben abgeleitet wurden. Eine der gediegensten theoretischen Arbeiten aus dem Turbinenfache.

Julius Ritter von Hauer, Professor an der Leobener Berg-Akademie, behandelte im Jahre 1860 in den „Erfahrungen im Berg- und Hüttenmännischen Maschinen- und Aufbereitungswesen" das Problem, die beste Schaufelform aufzufinden.

Er machte zuerst die Annahme „constanter normaler", sowie „constanter horizontaler" Canalweite des Laufrades und leitete die hieraus resultirende Schaufelform ab.

Diese Behandlung der Turbinen wurde unter v. Hauer's Mitwirkung vervollständigt auch von Rittinger in seiner „Turbinentheorie" aufgenommen.

Rittinger gab 1861 seine „Theorie und Bau der Rohrturbinen" heraus, deren Wesen auf Seite 409 bis 427 des vorliegenden Werkes dargelegt wurde.

Haenel veröffentlichte 1861 die auf Seite 677 und folgenden dieses Werkes im Auszuge wiedergegebene Abhandlung.

Werner, Professor, veröffentlichte 1869 seine „Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen". Eine rein theoretische Arbeit.

Fink gab 1877 seine „Theorie und Construction der Turbinen" heraus.

Reiche. Dessen Werk „Gesetze des Turbinenbaues" erschien 1877. Eine rein theoretische Arbeit.

Digitized by Google

Neumann Friedrich, Ingenieur in Halle a. S. Dessen praktisches Werk „Hydraulische Motoren" erschien 1868.

J. C. Bernhard-Lehmann, Fabrikdirector in Erfurt, veröffentlichte 1879 eine äußerst interessante und werthvolle Abhandlung über Turbinen, deren Construction und Wirkungsgrad.

Humphrey und Abbot. Im Jahre 1861 erschien bei J. B. Lippincott u. Co. in Philadelphia der „Bericht über die physischen und hydraulischen Verhältnisse des Mississippiflusses", mit welchem es die nachfolgende Bewandtniß hat:

Die außerordentliche Bedeutung des Mississippi für die Vereinigten Staaten von Nordamerika, die Schwierigkeit seiner Beschiffung, die Gefährlichkeit seiner Fluthen und die Ueberschwemmungen des Mississippi-Deltas, welche den Anbau und die rationelle Ausnützung dieses einen ungeheueren Werth repräsentirenden Gebietes verhindern, haben die Regierung der Vereinigten Staaten veranlaßt, die nöthigen Mittel zu bewilligen, welche zu einer vollständigen wissenschaftlichen Untersuchung des ganzen Mississippigebietes sammt seinen Nebenflüssen erforderlich waren. Die Sache wurde dem Bureau der topographischen Ingenieure in Washington übergeben und es wurde eine unter diesen Ingenieur-Officieren ausgewählte Commission, an deren Spitze Capitän A. A. Humphreys und mit ihm der später ihm beigegebene Lieutenant L. H. Abbot traten, mit der Ausführung des wichtigen Unternehmens beauftragt.

Diese Officiere und ihre Gehülfen haben als verschiedene Parteien mit besonderem Antheil an der großen Aufgabe während der 12 Jahre von 1849 bis 1861 unter mannigfaltigem Wechsel des Schicksals gearbeitet und ein wahrhaftes wissenschaftliches Monument geschaffen, das dann auch Licht in die Theorie der Bewegung des Wassers in Flüssen und Canälen gebracht hat.

Die Ergebnisse der von der Mississippi-Commission angestellten Versuche und der Folgerungen aus denselben sind in den §§ 126 und folgende dieses Werkes dargelegt.

Noch mehr als das amerikanische Originalwerk ist die deutsche Bearbeitung desselben durch Grebenau (Theorie der Bewegung des Wassers in Flüssen und Canälen, nach dem amerikanischen Originalwerke Humphrey's und Abbot's deutsch bearbeitet von Hein. Grebenau, München 1867, Lindauer'sche Buchhandlung) zu empfehlen.

Grebenau hat die Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in Flüssen und Canälen wesentlich erweitert, die Resultate der neuen

Digitized by Google

Theorie vereinfacht und mit den Versuchsresultaten an deutschen Flüssen verglichen und so für die Praxis brauchbarer gemacht.

Darcy und Bazin erhielten im Jahre 1854 von der französischen Regierung den Auftrag zur Anstellung einer Reihe von Versuchen über die Bewegung des Wassers in Flüssen, besonders aber in künstlichen Fabrikscanälen. Diese Versuche sind mit einer wissenschaftlichen Genauigkeit ausgeführt und discutirt worden und findet man die wesentlichsten Ergebnisse in den §§ 163 und folgenden des vorliegenden Werkes in einem kurzen Auszuge niedergelegt, wie sie in dem 1865 erschienenen Werke von Darcy und Bazin enthalten sind.

(Recherches hydrauliques, entreprises par M. H. Darcy, continuées par M. H. Bazin. 1re. partie. Recherches experimentales sur l'écoulement de l'eau dans les canaux découverts, Paris 1865 Dunod.)

(— 2me. partie. Recherches experimentales sur la propagation des ondes.)

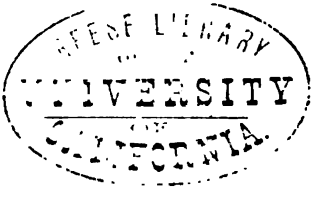
Die Resultate, welche die genannten Hydrauliker bei ihren gleichzeitig mit denjenigen der Mississippi-Commission angefangenen Versuchen erhalten haben, differiren wesentlich von denjenigen, welche Humphreys und Abbot am Mississippi erhalten haben. Die Ausdrücke Darcy's und Bazin's (Darcy ist während der Ausführung der Versuche gestorben) stimmen sehr gut mit den angestellten Versuchen überein, sind aber qualitativ wesentlich von den Ergebnissen Humphrey's und Abbot's verschieden. Nur eine neue vermittelnde Versuchsreihe kann hier endgültig zu Gunsten dieser oder jener Ausdrücke entscheiden, denn obwohl die Humphreys-Abbot'sche Theorie für große Flüsse unzweifelhaft die vollkommenste ist, so bilden die Versuche Darcy's und Bazin's, da sie speciell mit künstlichen Canälen angestellt worden sind, für die Anlage solcher künstlicher Canäle eine positive sichere Grundlage, die nichts zu wünschen übrig läßt.

Dupuit gab im Jahre 1863 sein Werk heraus: „Etudes théoriques sur le mouvement des eaux courantes, suivi de considérations sur le regime des eaux, au débouché à leur donner etc., Paris, Dunod, 1863. 2me. édition 1865" und fand sonderbarer Weise auf rein analytischem Wege durch Betrachtung eines rechtwinkeligen Canales von unendlicher Breite die Gleichung der verticalen Geschwindigkeitsparabel, welche Humphreys-Abbot durch die Discussion ihrer Versuche erhalten haben. Er findet ferner in Uebereinstimmung mit Humphreys-Abbot, daß die mittlere Geschwindigkeit immer unterhalb der halben Tiefe und zwar sehr nahe bis 0,58 der Wassertiefe liege.

Digitized by Google

Dieſe wunderbare Uebereinſtimmung zweier Autoren, welche gleichzeitig und ungekannt von einander ihre Theorie aufgeſtellt haben, der eine von directen Meſſungen ausgehend, der andere auf rein mathematiſchem Wege fußend, iſt ein ſprechender Beweis von der Richtigkeit der Theorie der Miſſiſſippi-Commiſſion ſowohl, als auch von derjenigen Dupuit's ſelbſt, wenn auch jede dieſer Theorien in ihrer weitern Entwickelung und Begründung noch dieſe und jene Abänderung erfahren ſollte.

Weißbach. Deſſen Werk „Die Experimental-Hydraulik" erſchien im Jahre 1855. Daſſelbe enthält ſehr werthvolle Unterſuchungen über den Ausfluß des Waſſers unter den mannigfaltigſten Umſtänden.



Digitized by Google

Digitized by Google

Sach-Register.

A.

Ablenkung der Wasserstrahlen durch Stoß und Action 18.
Ablenkungen der Wasserstrahlen durch Reaction 26.
Abriß der Geschichte der Hydraulik 817.
Absolute und relative Durchflußgeschwindigkeiten 28.
Action der Wasserstrahlen 26.
Actionsturbinen von Fontaine, Callon und Girard 51.
Actionsturbinen 460.
Algebraische Darstellung der Theorie der Jonvalturbine 68.
Allgemeine Bemerkungen 23.
„ „ 26.
Amerikanische Turbinen 749.
Anwendung der Jonvalturbine 219.
Anzahl Schaufeln des Leit- und Laufrades 85.
Art der Kraftentziehung 8.
Art und Größe der Winkeldifferenzen 322.
Aufstellung der Jonvalturbine 219.
Aufstellungen der Turbinen 474.
Aufzeichnung der neuen Schaufel-Construction 258.
Aufzeichnung des Schaufelapparates nach der neuen Construction 258.
Ausfluß des Wassers aus den Leitcanälen 58.
Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade 64.
Austrittwinkel des Laufrades 83.
Auswahl der Aufstellungsart 482.

B.

Beaufschlagungsart auf die Schaufelform 405.
Bemerkungen des Verfassers zu den vorstehenden Ergebnissen 557.
Bemerkungen über die vorstehenden Regeln zur Construction der Jonvalturbinen 156.
Bemerkungen über die neue Construction der Jonvalturbine 247.
Bemerkungen zu der Rittinger'schen Turbinentheorie 427.
Bemerkungen zu obigen Versuchsresultaten 643.
Bemerkungen zu den Ergebnissen der obigen officiellen Bremsversuche 789.
Bemerkungen zur Abhandlung von Girard 395.
Bemerkungen zur Redtenbacher'schen Turbinentheorie 447.
Bemerkungen zur vorliegenden Turbinenanlage 567.
Bemerkungen zur vorstehenden Turbinenanlage 636.
Berechnung einer Turbine 67.
Berechnung von Jonvalturbinen und Correctur der Construction 136.
Berechnung der Jonvalturbinen nach andern Constructionsverhältnissen 158.
Berechnung von Jonvalturbinen mit verschiedenen Winkelverhältnissen 160.
Berechnung und Correctur der Girardturbinen mit verticaler Achse 285.
Berechnung der Girardturbinen mit verticaler Achse 269.

Digitized by Google

Berechnung der Girardturbinen mit horizontaler Achse 347.
Berechnung der Reactionsturbinen mit innerer radialer Beaufschlagung 742.
Berechnung der Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung 795.
Beschleunigung des Wassers im Laufrad einer Turbine 254.
Beschleunigung des Wassers im Laufrad bei verschiedenen Werthen 257.
Beschreibung, Berechnung und Kritik ausgeführter Turbinen und deren Anlagen 516.
Bewegung einer Masse unter dem Einflusse einer constant in gleicher Größe wirkenden Kraft 252.
Bewegung einer Masse unter der Einwirkung einer ungleichförmig auf dieselbe einwirkenden Kraft 254.
Breite b der Radcanäle und die Höhe der Räder 96.
Bremsversuche an einer Turbine 636.
Bremsversuche an einer Zeidlerturbine 809.
Bremsversuche mit der Jonvalturbine des städtischen Wasserwerks in Bern 215.
Bremsversuche mit einer Redtenbacher'schen Jonvalturbine 196.
Bremsversuche mit einer neueren zweikränzigen Jonvalturbine 211.
Bremsversuche mit einer Köchlin'schen Jonvalturbine 182.
Bremsversuche mit Jonvalturbinen 179.
Bremsversuche mit zwei Fontaine'schen Jonvalturbinen mit zwei Schaufelkränzen 185.

C.

Construction der Girardturbine 340.
Construction der Girardturbinen mit verticaler Achse 277.
Construction des Schaufelapparates bei Jonvalturbinen 244.
Construction des Schaufelapparates einer Jonvalturbine 455.
Correct regulirte Reactionsturbine 524.
Correctur der Ausflußgeschwindigkeit 271.
Correctur der Ausflußgeschwindigkeit 123.
Correctur der Ausflußgeschwindigkeiten 125.
Correctur der Construction 136.
Correctur der Laufradbreite 128.
„ „ mittleren Umfangsgeschwindigkeit 130.
Correctur der theoretischen Ergebnisse für die neue Schaufelconstruction 265.
Correctur der Theorie und Construction 283.
Correctur der Turbinendimensionen 122.

D.

Darstellung der Versuchsresultate 214.
Daten, Hauptdimensionen und Gewichte ausgeführter Jonvalturbinen 508.
Differenzen in den Ueberdruck- und Winkelverhältnissen einer Jonvalturbine 238.
Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Girardturbinen 321.
Dimensionen und Preise 630—631.
Diverse andere Turbinenregulirungen 808.
Durchfluß des Wassers durch das Laufrad 59.
Durchmesser D der Turbine 92.

E.

Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit 110.
Eine der ersten Fourneyron'schen Turbinen 719.
Eine vollkommene Regulirung einer Jonvalturbine 236.
Einfluß der Centrifugalkraft 57.
Einfluß der seitlichen Ausweitung des Laufrades 319.
Eintauchen in's Unterwasser 303.
Einwirkung der Centrifugalkraft auf die Schaufelform 407.

F.

Fourneyron'sche Turbinen 350.
„ Turbine mit Diffusor 725.

Digitized by Google

G.

Geschwindigkeits-Verminderung 19.
Gesetze des Wasserstoßes 15.
Girardturbine 723.
Girardturbine, 200-pferdige, 618.
„ 48-pferdige, 622.
„ 45-pferdige, 624.
„ zwei 135-pferdige, 625.
„ 100-pferdige, 652.
„ 90-pferdige, 663.
„ und Tangentialrad an einer gemeinschaftlichen Achse 721.
Girardturbine, 120-pferdige, 594.
„ 3-pferdige, bei 150 m Gefälle 599.
Girardturbine mit horizontaler Achse 559.
Girardturbine mit verticaler Achse 269.
Girardturbinen-Anlage von 400 Pferdekräften 529.
Girard-Partialturbinen mit verticaler Achse 349.
Girard-Partialturbinen mit horizontaler Achse 348.
Girardturbinen, Vollturbinen 474.
Grenze der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes 313.
Grenzturbinen mit oder ohne Rückschaufeln 290.
Größe der Winkeldifferenzen 322.
„ des centrifugalen Bestrebens bei der Girardturbine 333.
Größe der Winkel a und b oder der Reactionsgrad 75.
Größe der wirkenden Kraft 252.

H.

Hauptdimensionen, Gewichte und Preise der Turbinen 483.

J.

Jonvalturbinen 479.
„ 429.
Jonvalturbinen-Anlage 569.
„ „ einer Holzschleiferei 649.
Jonvalturbinen-Anlagen 666.
Jonvalturbinen, 300-pferdige, 660.
Jonvalturbinen der Baumwollspinnerei der Herren Ammann & Wapfer 645.

K.

Kleine Wassermengen und größere Gefälle 135.
Kleine Wassermengen und größere Gefälle 740.
Kropfrad 38.

L.

Lebendige Kraft des Wassers 8.
Leistung einer Wasserkraft 7.
Löffelrad 34.

M.

Maximalwerth der Saughöhe 221.
Maximum der durch Ablenkung übertragenen Arbeit 23.
Messung des Nutzeffectes 696.
Mittlere Wassermengen und Gefälle 134.
„ „ „ „ 739.
„ „ „ „ 793.

N.

Nachtheilige Eigenschaften der Jonvalturbine 225.
Neue Construction des Schaufelapparates 244.
Neue Construction der Girardturbine 340.
Numerische Werthe der Effectverlust 327.
Numerische Bestimmung der Geschwindigkeit 20.
Numerische Werthe der Schaufelwinkel α, β und γ 98.
Nutzleistung des Wasserstoßes 17.

O.

Oberschlächtiges Wasserrad 41.

P.

Parabel als Schaufelform 174.
Partiale Girardturbinen 478.
Partialturbine, 185-pferdige, 666.
Ponceletrad 40.
Praktische Regeln für die Construction der Jonvalturbinen 133.

Digitized by Google

Praktische Regeln für die Construction der Girardturbinen 278.
Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen 736.
Praktische Regeln für die Construction der Reactionsturbinen 791.

R.

Radial beaufschlagte Reactionsturbinen 481.
Reactionsdruck 29.
Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung 351.
Reactionsturbine mit der Achse paralleler Beaufschlagung 399.
Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung 402.
Reactionsturbinen 465.
Redtenbacher's Turbinentheorie 429.
Regel für die neue Construction der Jonvalturbine 249.
Regel für die Berechnung und Correctur der Girardturbinen 285.
Regulirung der Jonvalturbine durch die Einlaufsschütze 226.
Regulirung der Jonvalturbine durch die Drosselklappe 231.
Regulirung der Jonvalturbine durch die Ablaufschütze 229.
Regulirung der Jonvalturbine durch die Abschließung eines Theils der Leitcanäle 233.
Regulirung der Jonvalturbine durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze 236.
Reibung der Turbine im Wasser und Reibung der Welle in den Lagern 118.
Reibungswiderstände im Leit- und Laufrad der Jonvalturbine 99.
Rittinger's Turbinentheorie 408.

S.

Sagebieurad 43.
Sagebieu'sches Wasserrad 43.
Schaufelconstruction der Girardturbinen 348.
Schaufelform der Jonvalturbinen 173.
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf 89.
„ „ Ueberfalleinlauf 39.
Schlußbetrachtungen über die gegebenen Constructionsverhältnisse der Turbinen 170.
Schlußfolgerungen über die Winkelverhältnisse 80.
Spaltenüberdruck bei über und unter dem Wasser liegenden Jonvalturbinen 115.
Stoß, Action und Reaction 9.
Stoßrad 34.
Stoßverluste bei dem Eintritt des Wassers in's Laufrad 105.
Summe der Effectverluste einer Jonvalturbine 119.
Summe der sämmtlichen passiven Widerstände 108.
Syphonturbine der Papierfabrik in Limoges 570.
Syphonturbine des Genfer Wasserwerkes 561.

T.

Tangentialrad von Zuppinger 54.
Tangentialräder 444.
Theorie der Jonvalturbine 57.
Theorie der Reactionsturbinen 730.
„ und Construction der Girardturbinen 267.
Theorie und Construction der Reactionsturbinen 729.
Turbinenanlage, 240-pferdige, 606.
„ der Mühle-Rädler 521.
„ für Kleinindustrie 590.
„ von 600 Pferden 573.
„ „ 3800 „ 580.
„ von 240 Pferden 606.
„ „ 360 „ 643.
„ „ 180 „ 655.
Turbinen mit Rückschaufeln von Hänel 677.
Turbine mit freier Abweichung 727.

U.

Ueberblick über die verschiedenen Turbinentheorien 353.
Ueber das Verhältniß der Schaufelzahlen im Leit- und Laufrad einer Girardturbine 315.

Digitized by Google

Ueber den Einfluß der Centrifugalkraft 330.
Ueber den Einfluß der seitlichen Ausweitung 311.
Ueber die Größe des centrifugalen Bestrebens bei der Girardturbine 333.
Ueber die Schaufelform der Girardturbinen mit verticaler Achse, verticalem Wasserdurchfluß 317.
Uebersicht über die Eigenschaften der Actionsturbinen und der Reactionsturbinen 460.
Ueber Turbinenzapfen und Lager 811.
Unmöglichkeit der Beseitigung der Winkeldifferenzen einer Girardturbine 328.
Unterschlächtiges Rad 36.
Untersuchung der Frage, ob und in welchen Fällen V bei Turbinen größer werden könne als $\sqrt{2gh}$ 399.

V.

Verlust an lebendiger Kraft 16.
Verschiedene Turbinen-Varietäten 56.
Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufeln 89.
Vergleichung der theoretischen Resultate 209.
Verminderung der durch die Winkeldifferenzen verursachten Effectverluste 243.
Vierte und fünfte Rittinger'sche Versuchsturbine 202.

W.

Wahl der Hauptdimensionen radial beaufschlagter Reactionsturbinen 734.
Wahl des Turbinensystems 473.
Wassermotor von Schmidt 628.
Wasserräder 34.
Wasser- und Gefällemessung 692.
Wasserverlust durch den Spalt 112.
Weiterer Effectverlust, verursacht durch die Winkeldifferenzen 335.
Widerstand im Leitrade 99.
„ oder Effectverlust im Laufrade 107.
Wirkungsgrad, der, gegenüber dem eigentlichen Wirkungsgrad 121.

Z.

Zellenrad mit Coulisseneinlauf 40.
Zuppinger'sches Wasserrad 42.
Zusammenfassung der Eigenschaften 471.
Zwei Jonvalturbinen-Anlagen für außergewöhnliche Verhältnisse 666.

Digitized by Google

Druck von Oskar Bonde in Altenburg.

Digitized by Google

Fig.5.

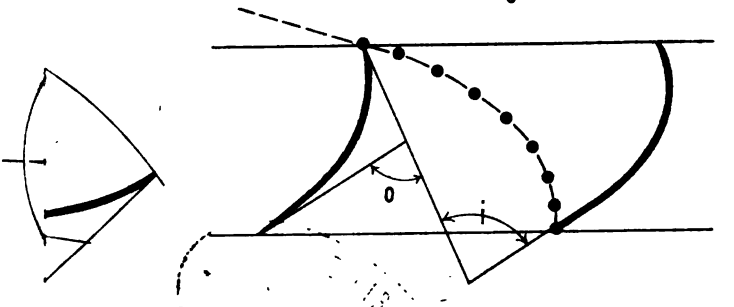


Fig.9.

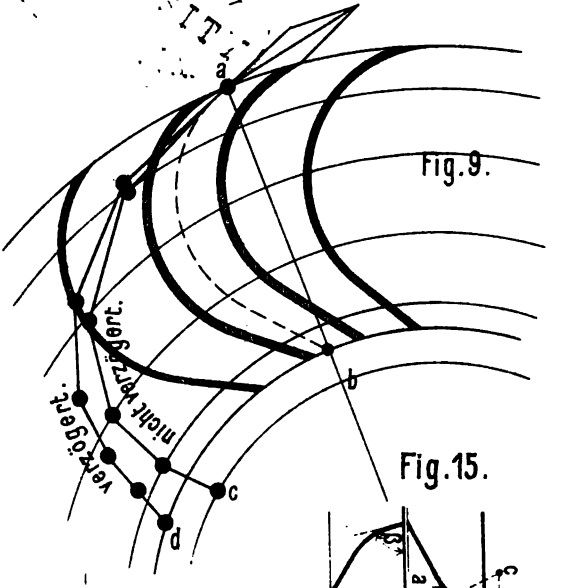


Fig.15.

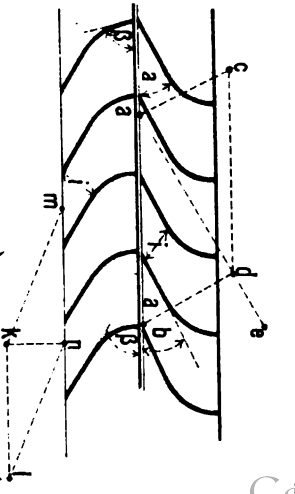
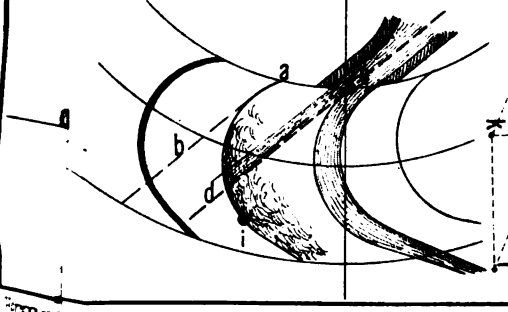


Fig.12.



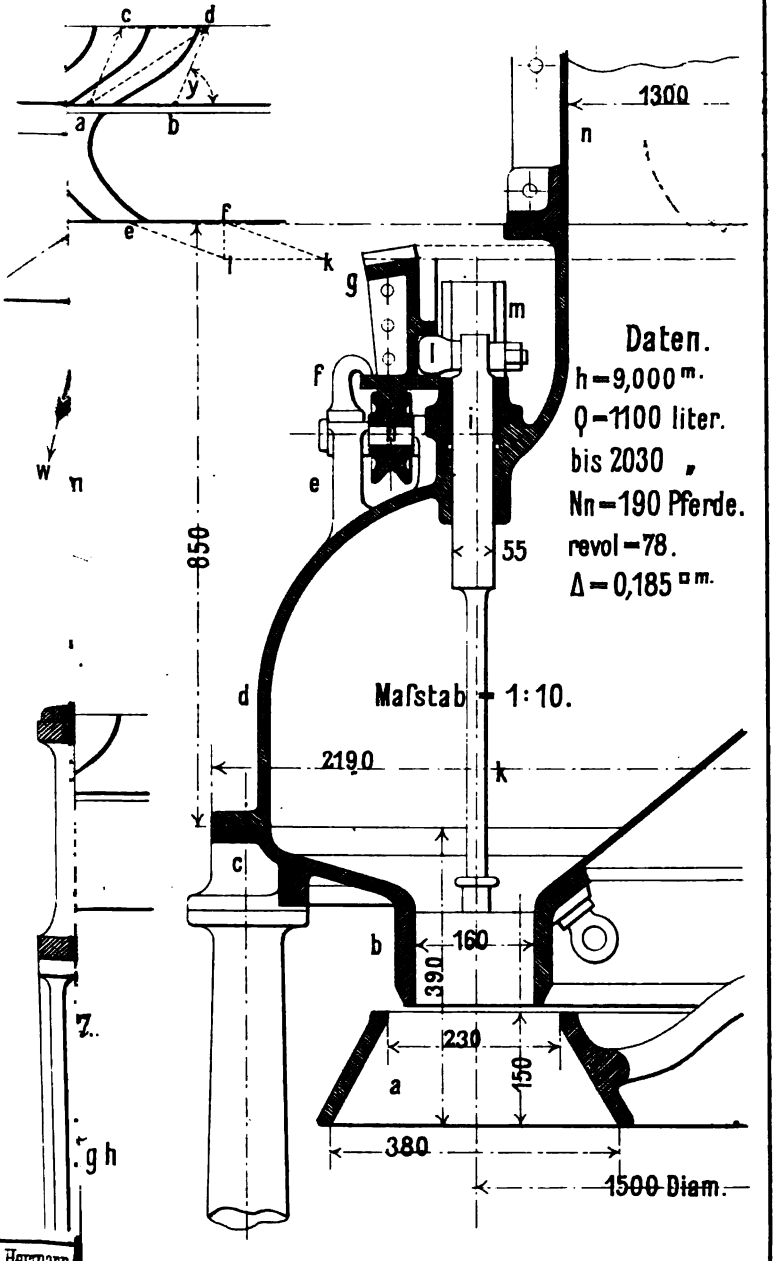
Digitized by Google

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Fig. 9.

Fig. 4.
zur Turbine Tafel 53.



Hermann.
Lith. Anst. v J.G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Jonval-Turbine
von 100 Pferdekräften.

Herm... Madrid.
. Luth. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

KEENE IBRARY
SITY

Digitized by Google

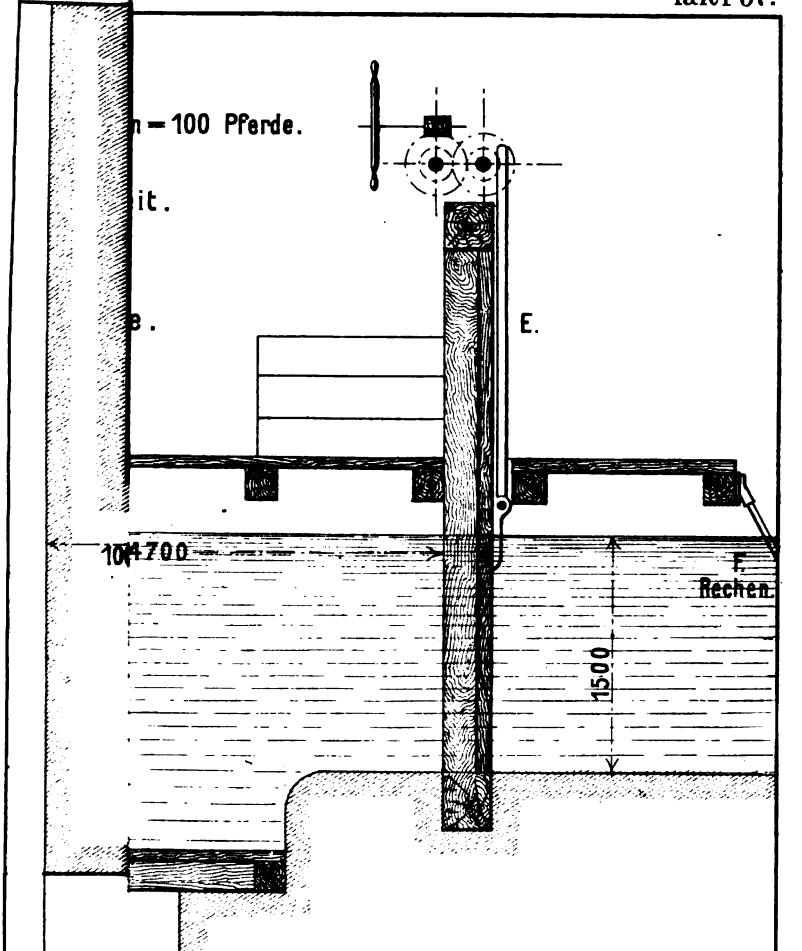
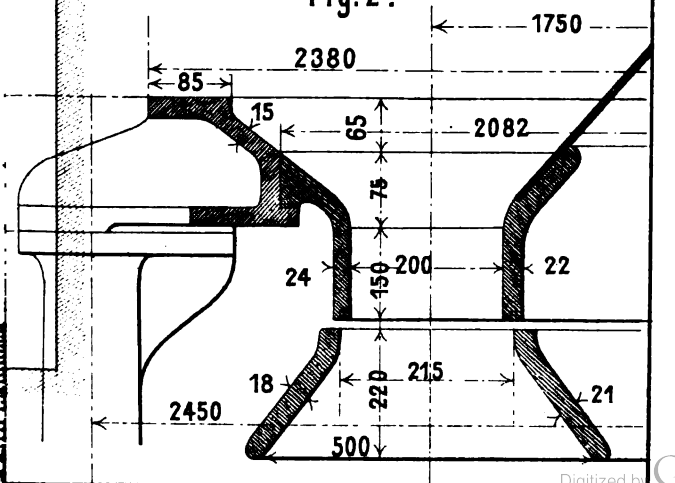


Fig. 2.



Hermann Coste

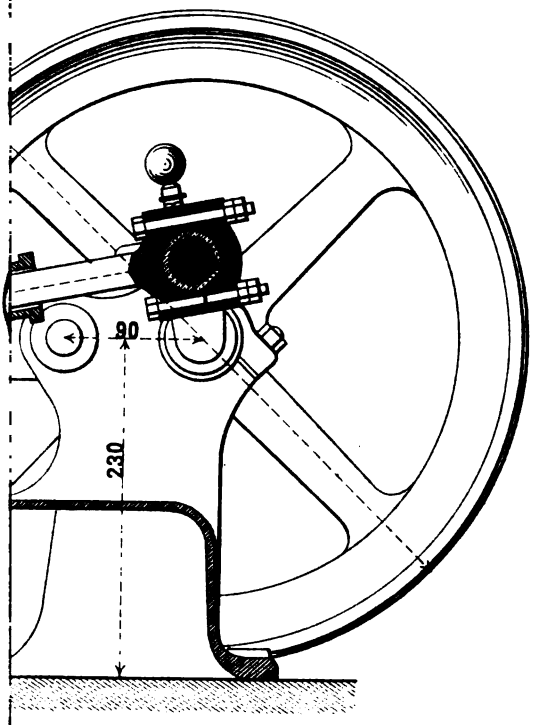
ri des Hrn J.C. Bernhardi

Lith Anst v J.G Fritzsche, Leipzig

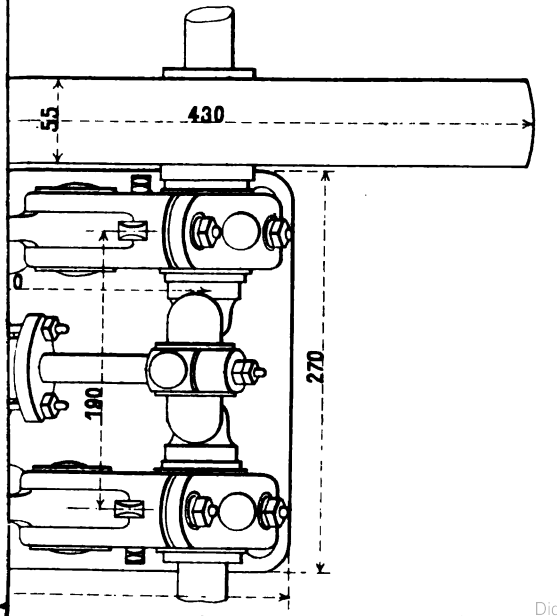
Digitized by Google

Digitized by Google

Einfacher Schmid'scher Waſser-Motor.



Zwei cylindriger Schmid'scher Waſser-Motor.

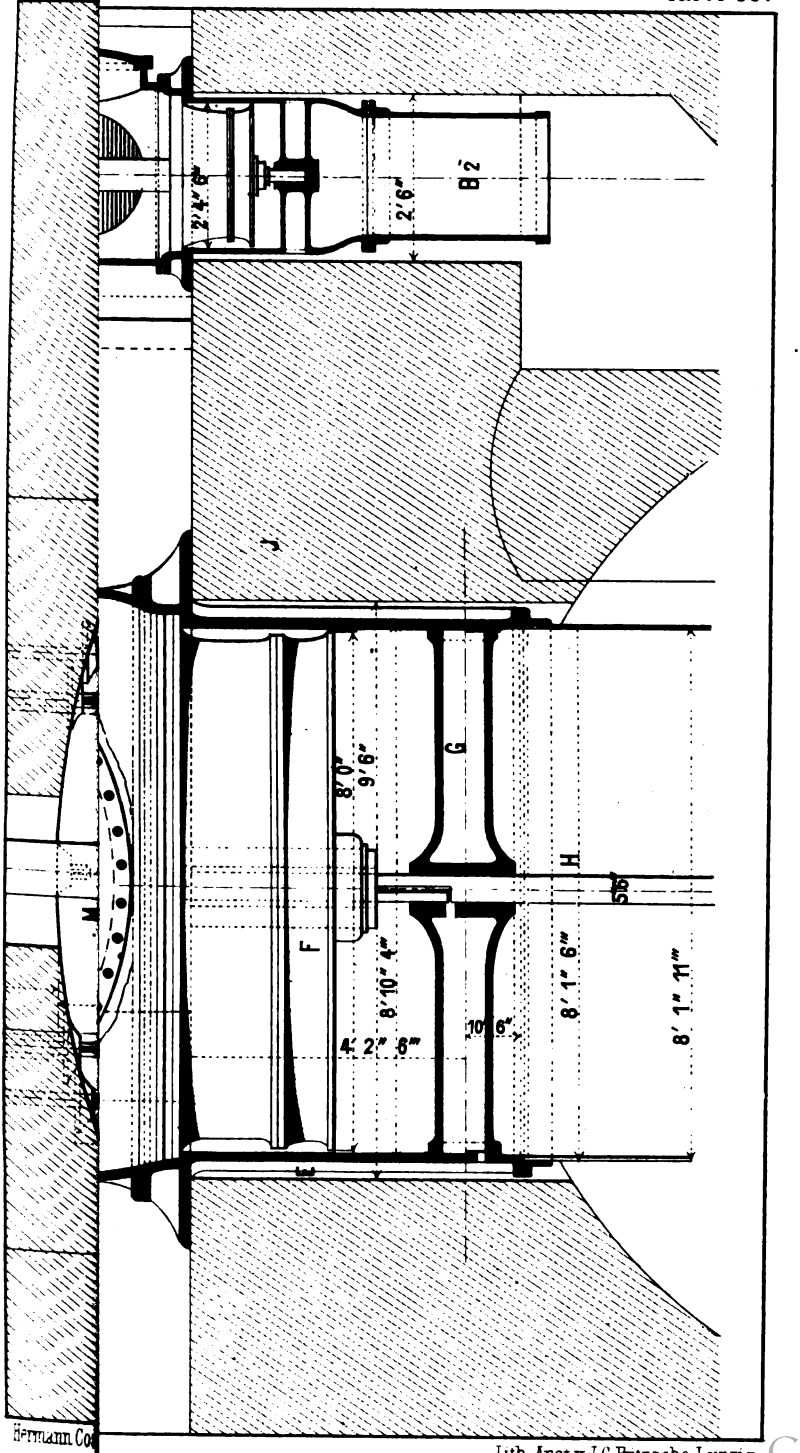


Hermann Costenoble

Lith Anst v J.G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

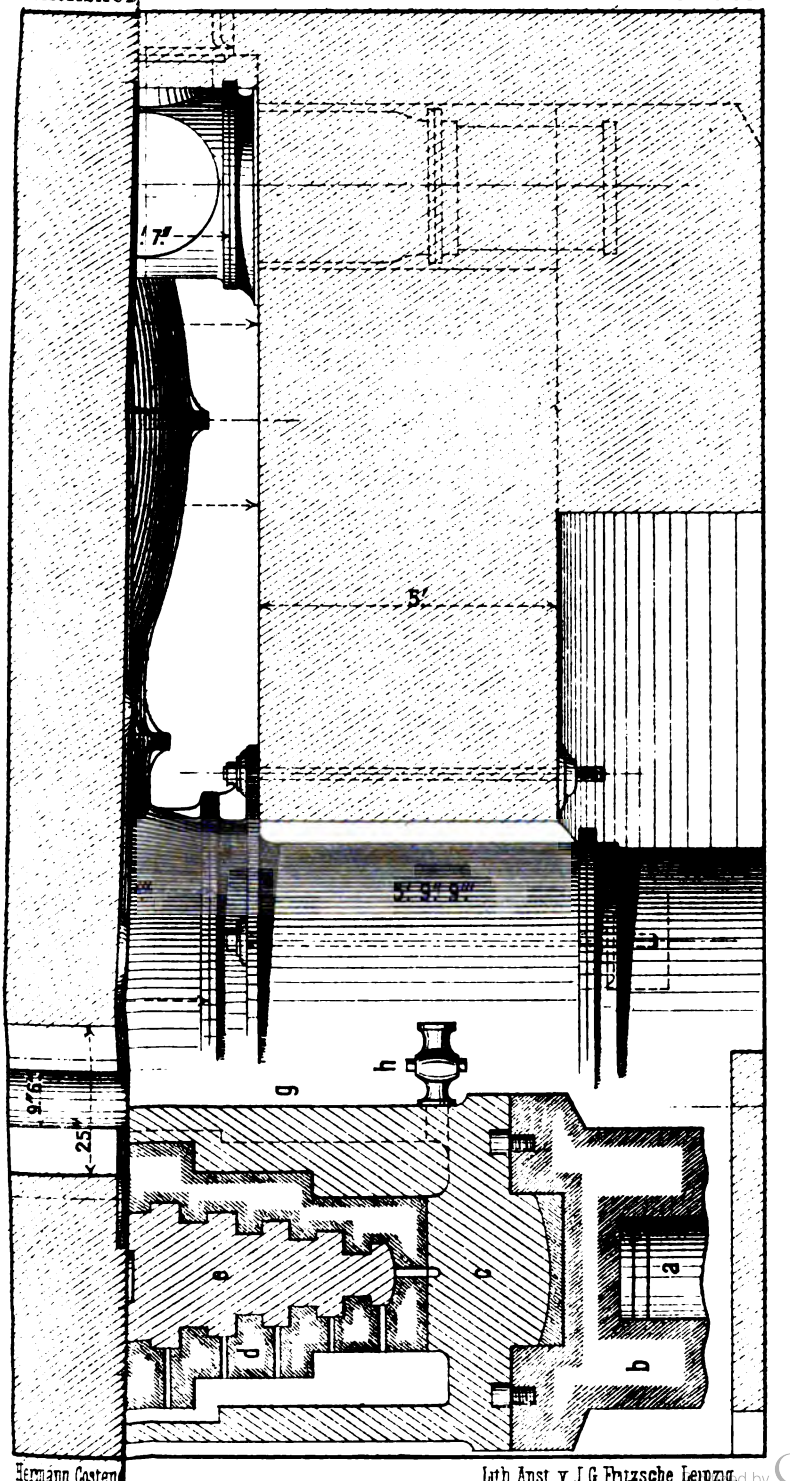


Hermann Co

Lith. Anst v J G Pritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

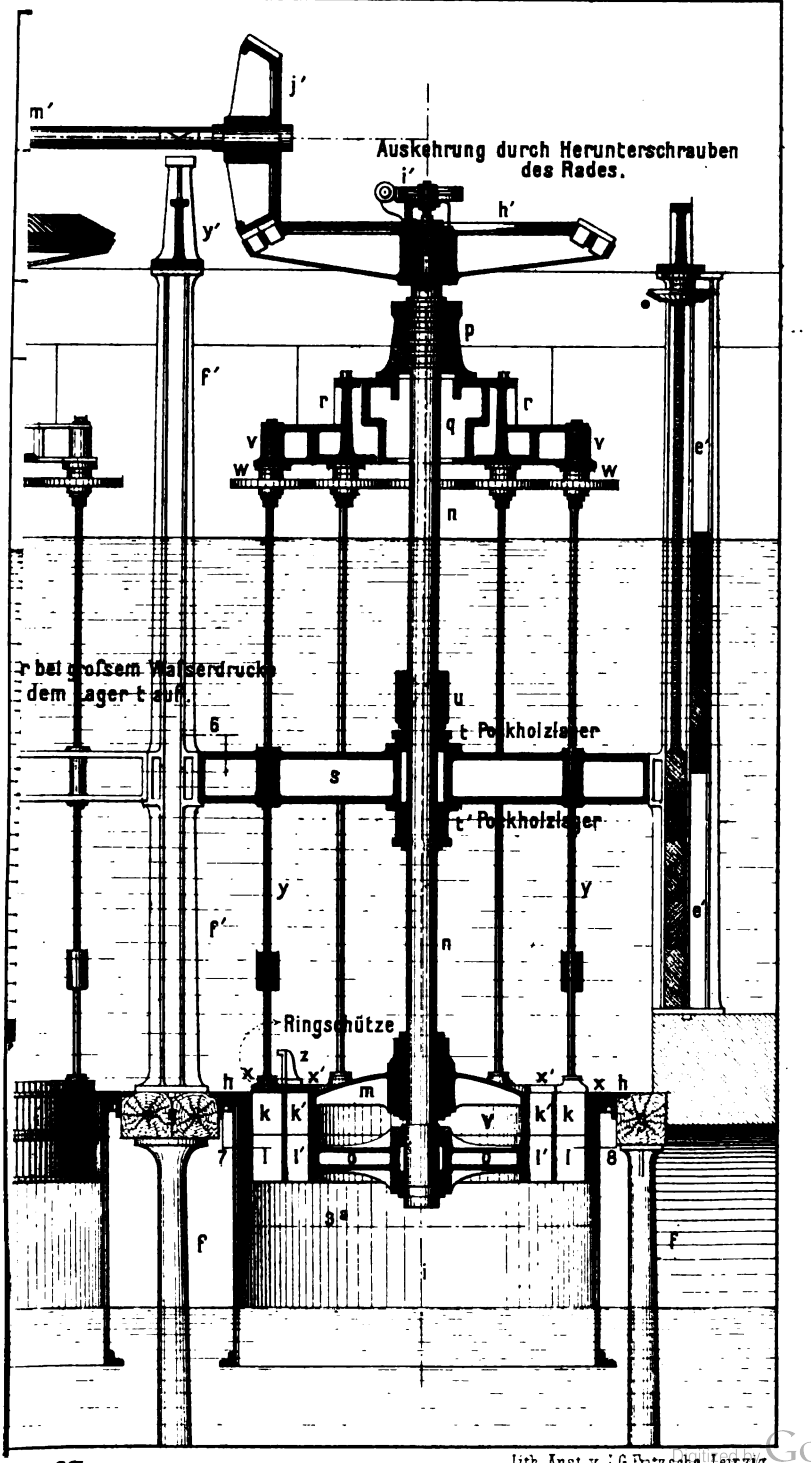


Hermann Costenoble
Lith Anst v J G Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

REESE LIBRARY
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

Digitized by Google

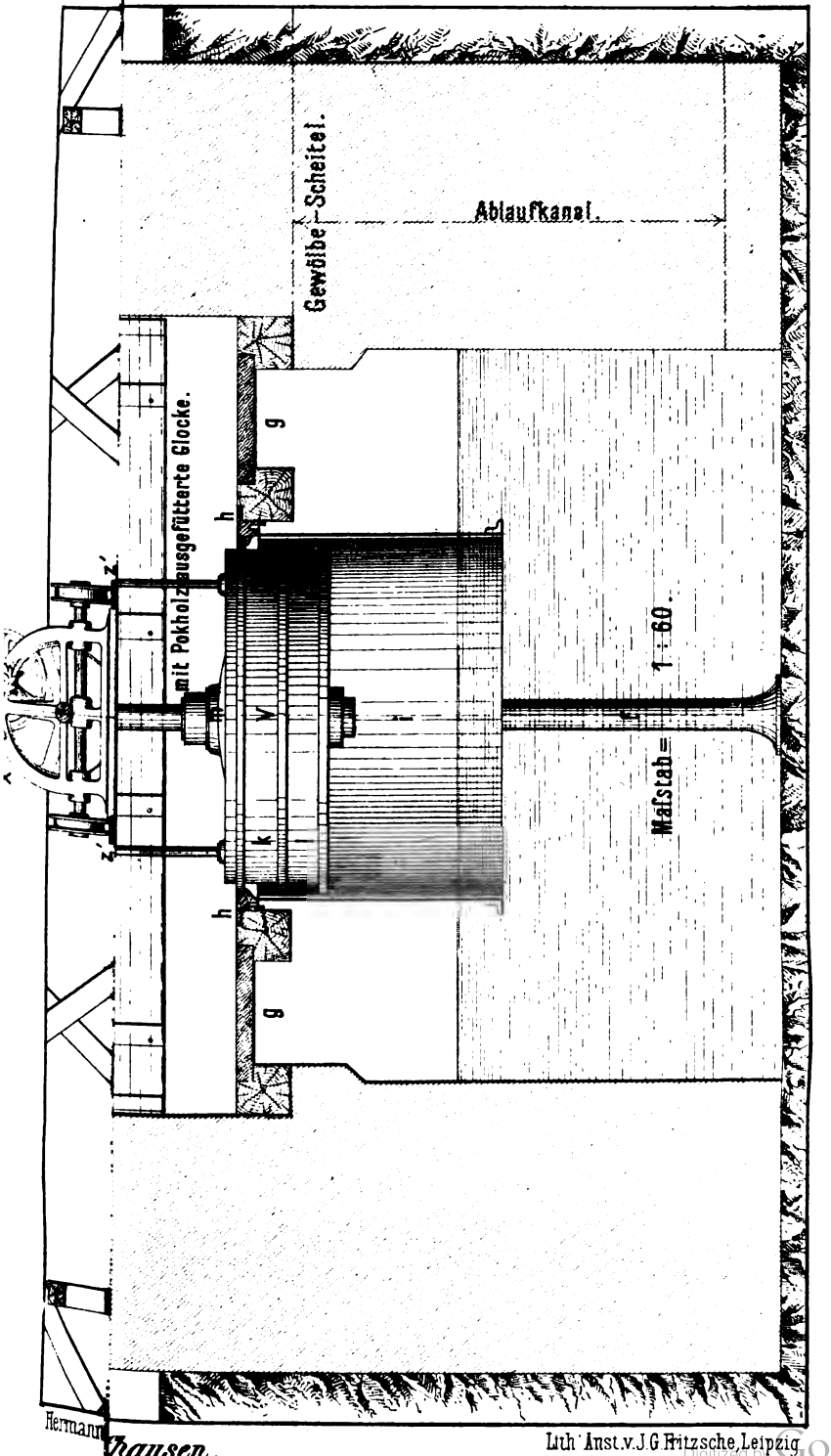


haffhausen.
Schweiz.

Lith Anst v J G Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google



Hermann

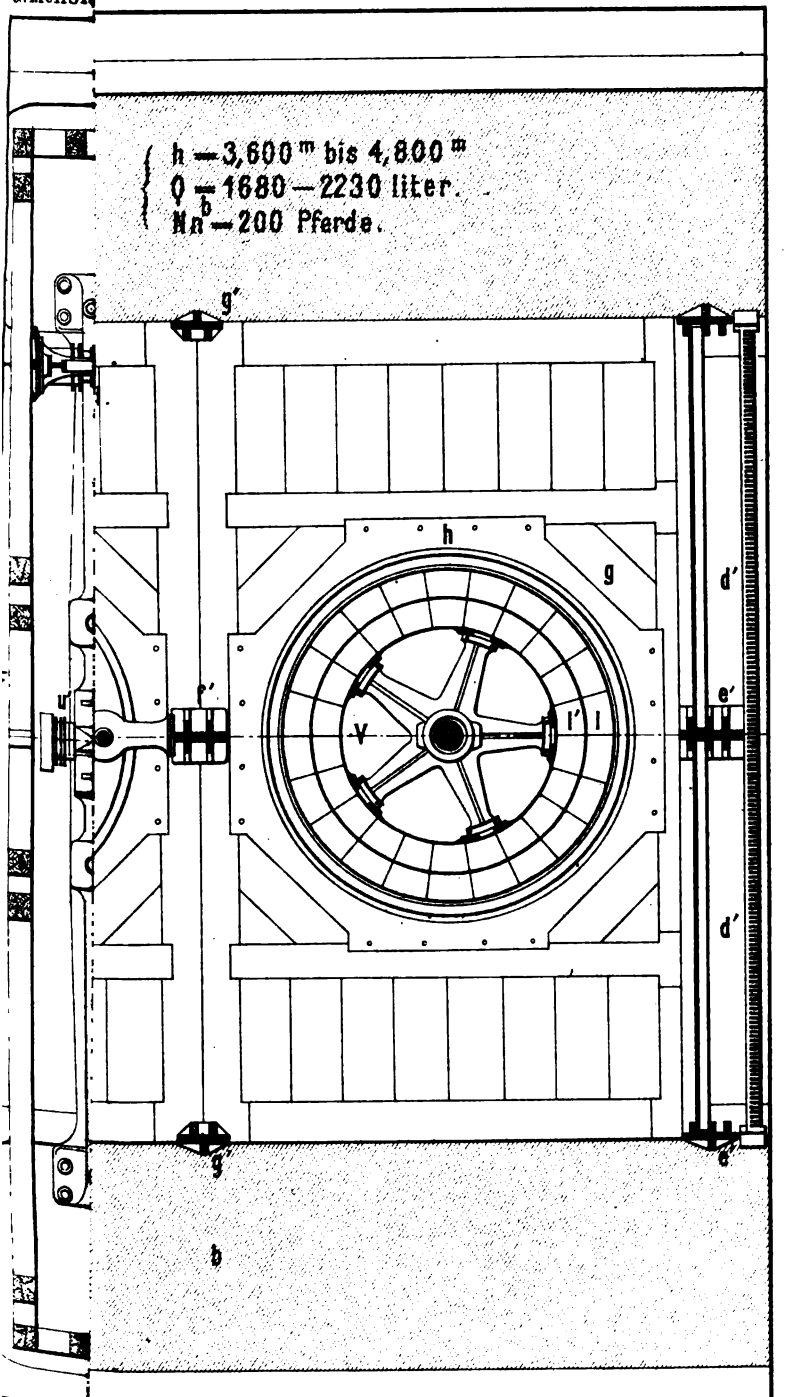
hausen.

iz.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

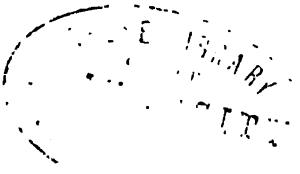
Digitized by Google

Digitized by Google

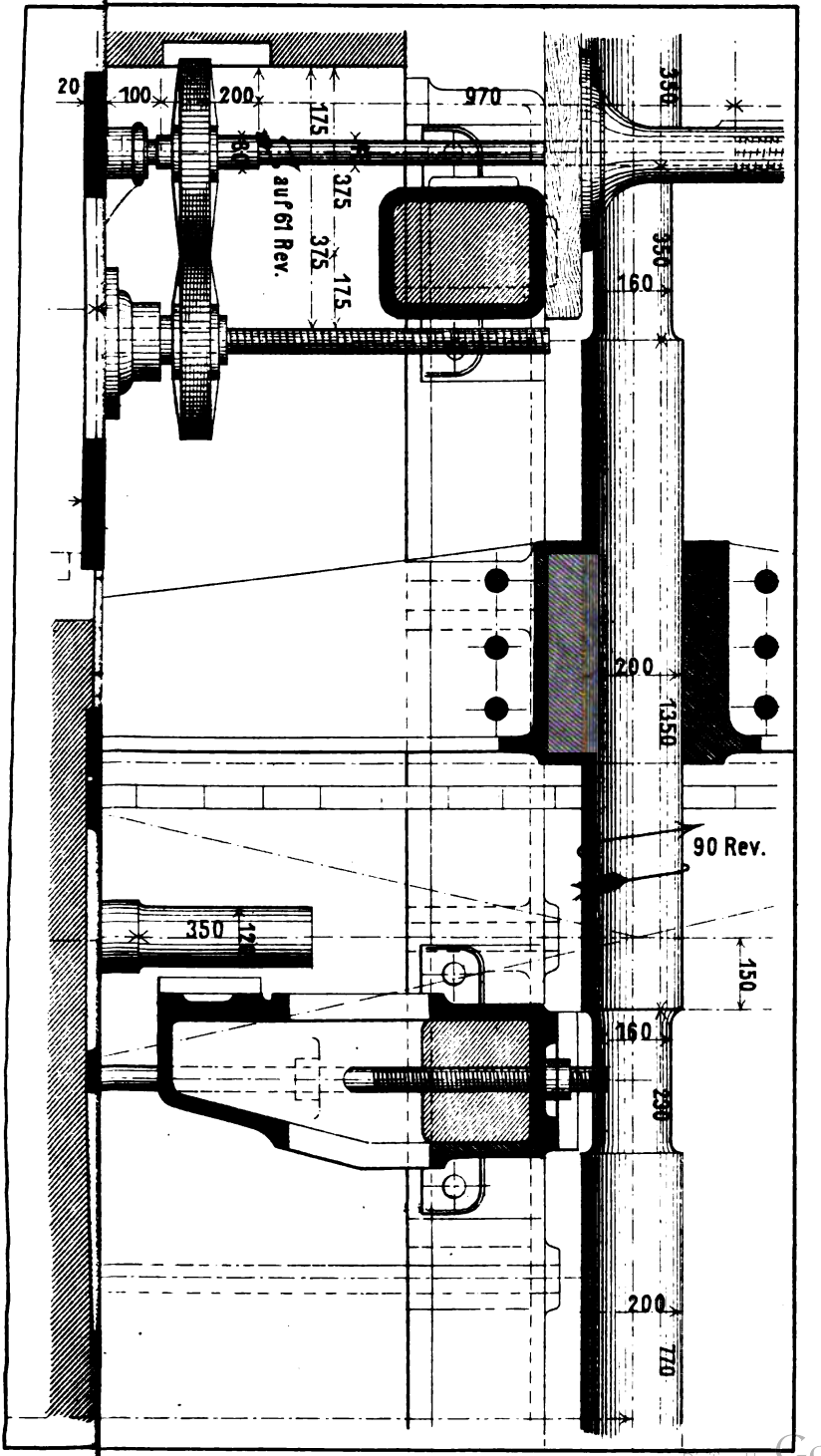


Hermann Co
Lith. Anst v J.G Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google



Digitized by Google

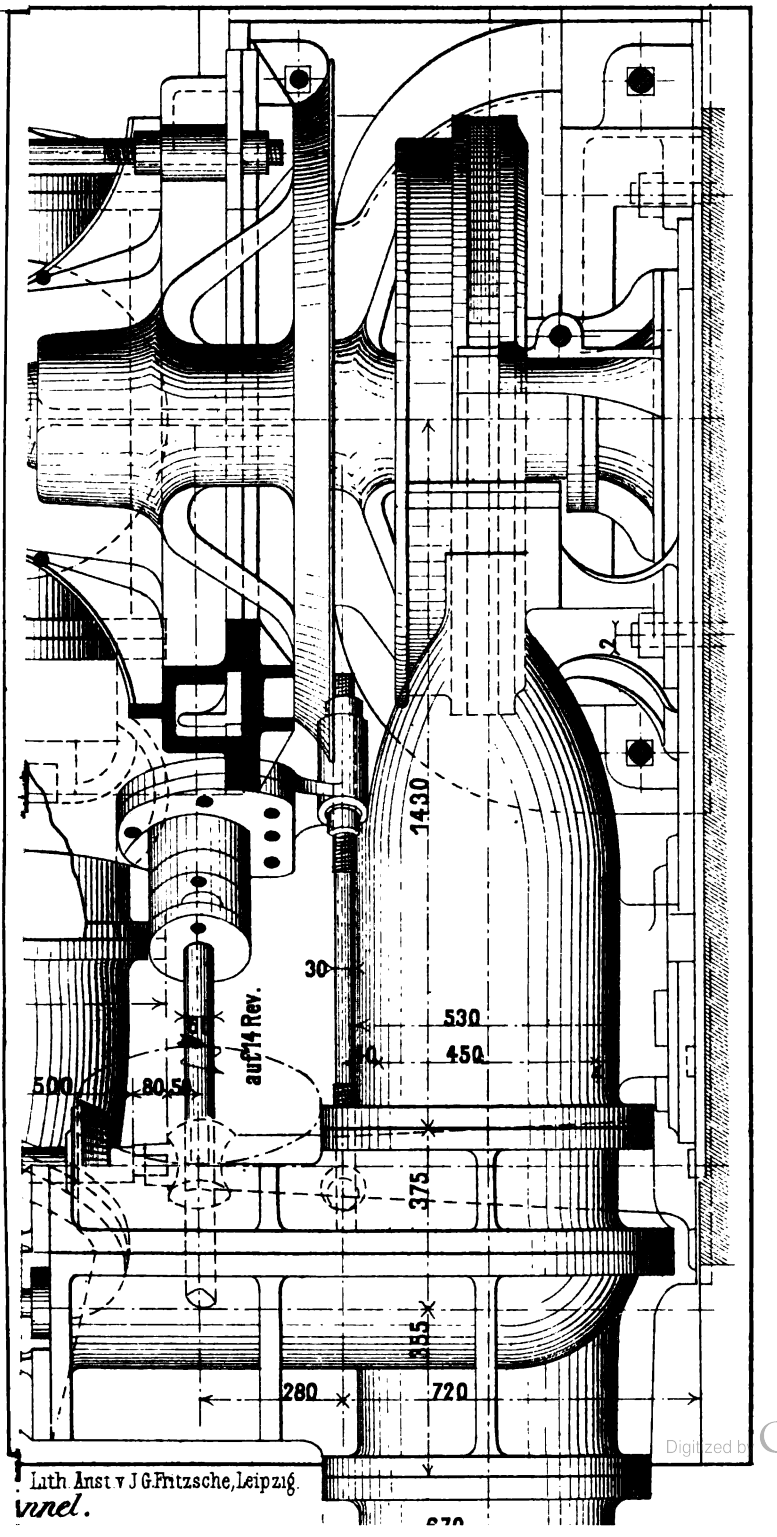


Hermann Gonnel (Seite von Airolo.)

Lith Anst v J G Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

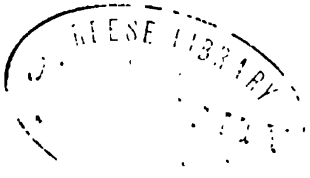
Digitized by Google



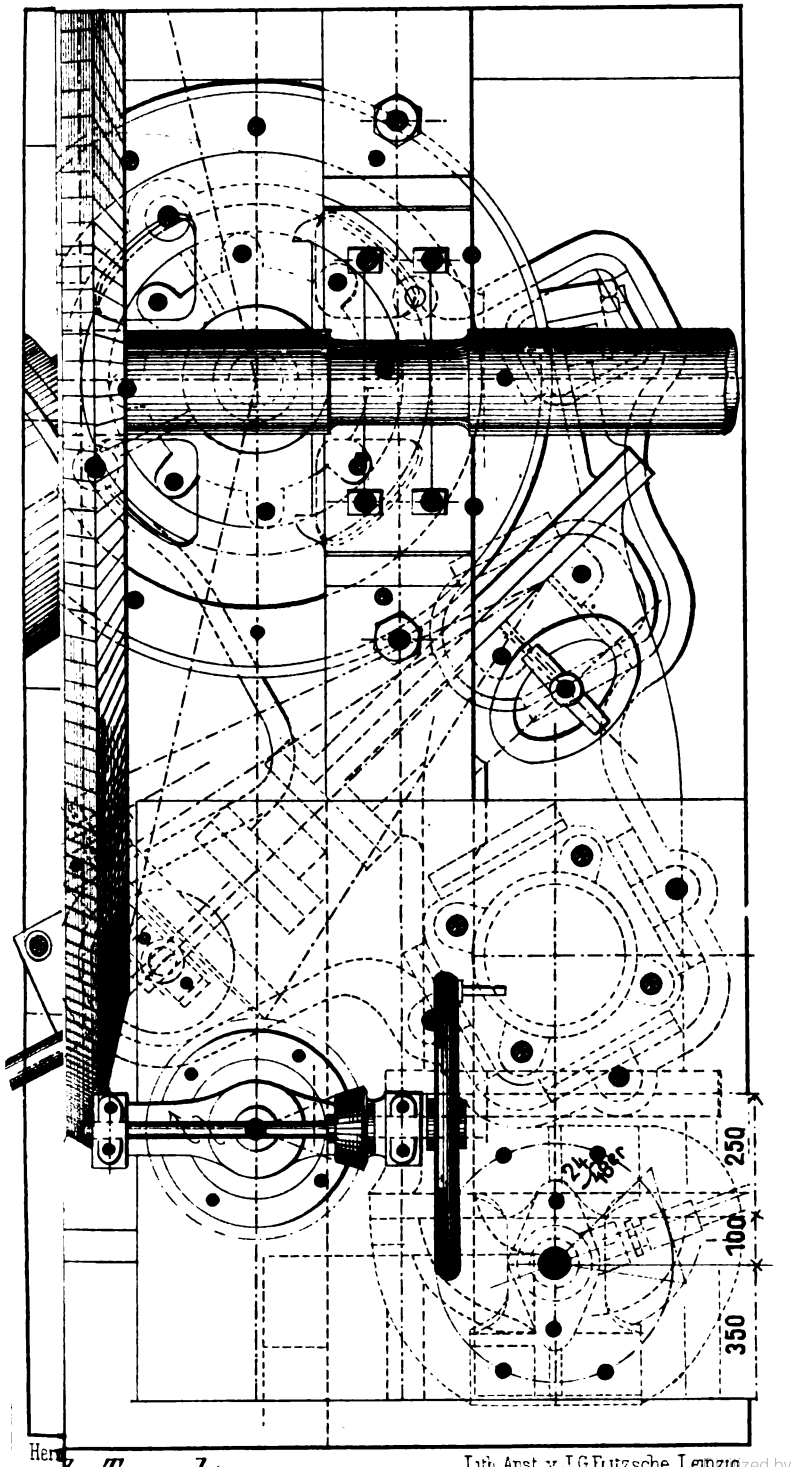
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Tunnel.

Digitized by Google



Digitized by Google

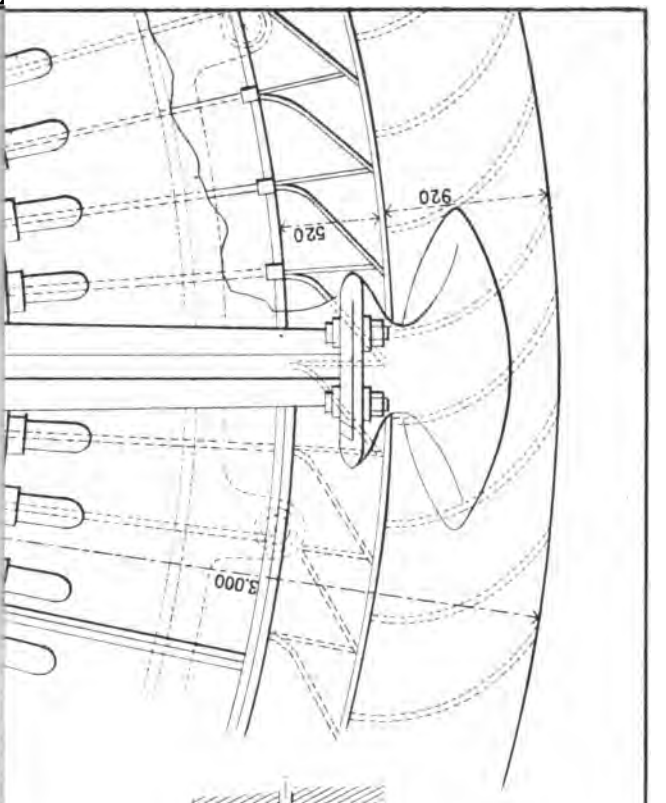


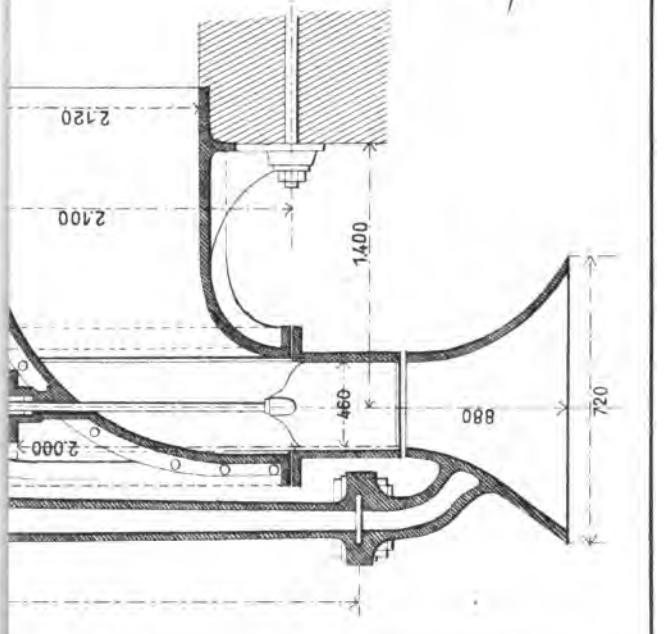
Hen[illegible]-Tunnel.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google





Herrmann Cos

Lith Anst v J G Fritzsche Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

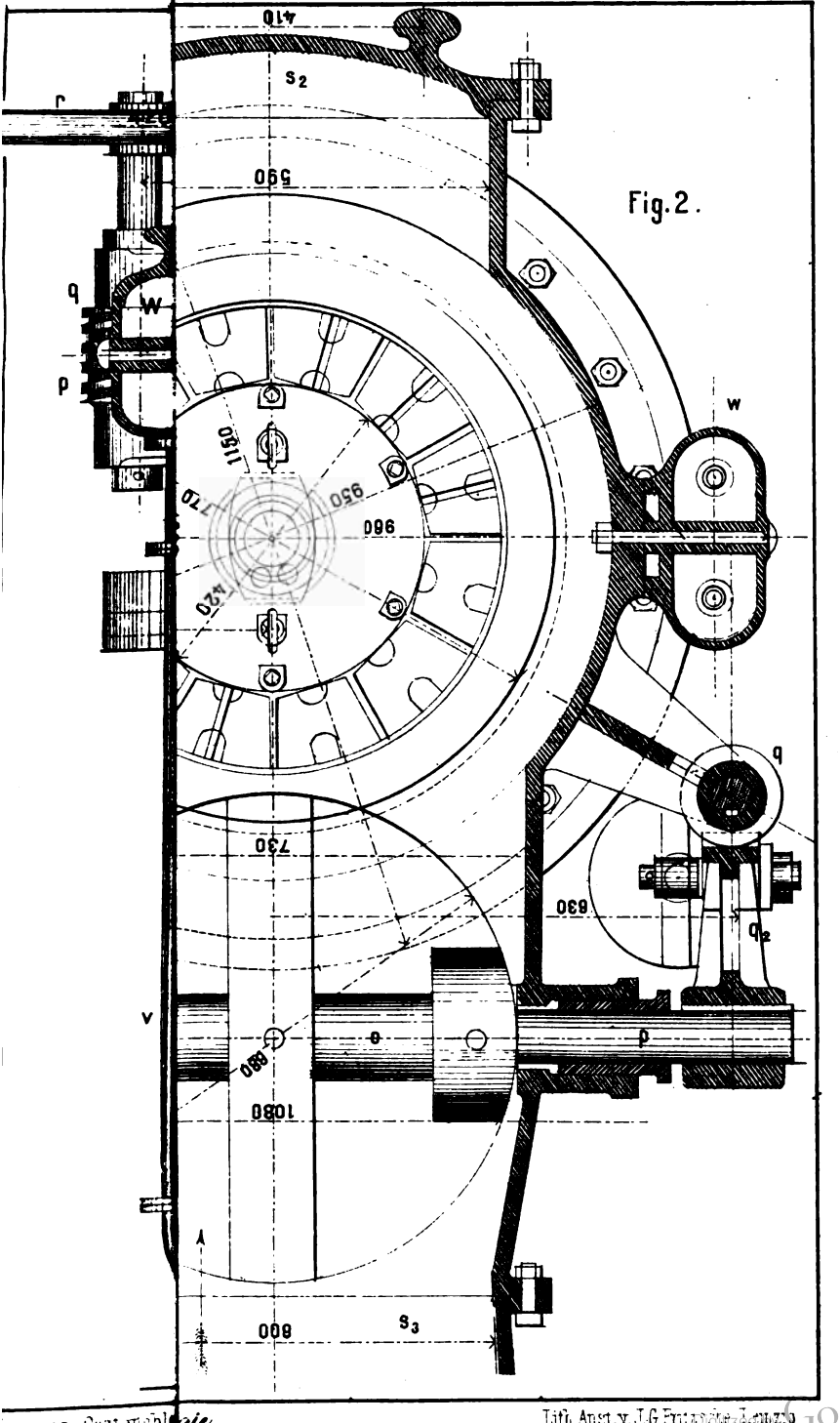


Fig. 2.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

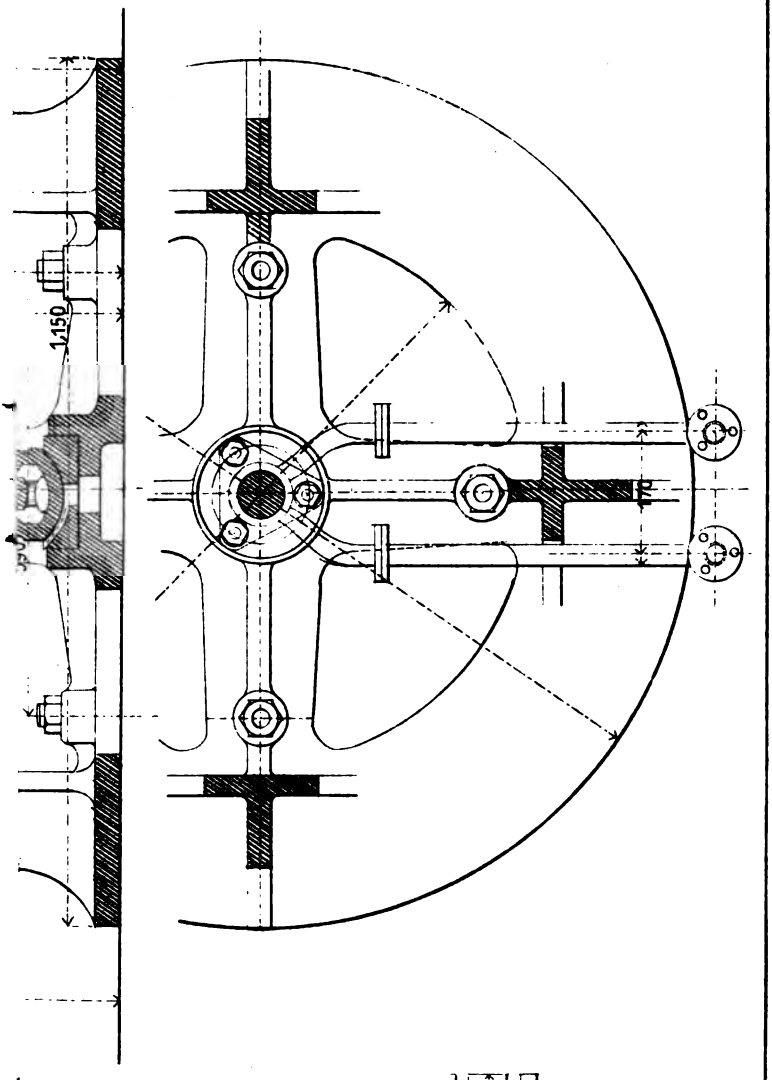
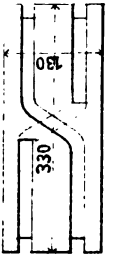


Fig. 2.



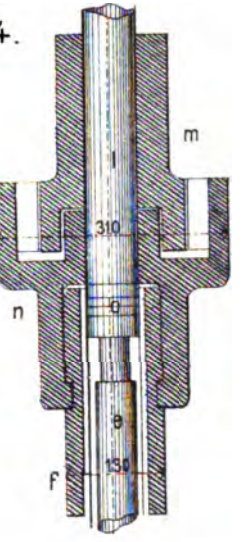
& Cie

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

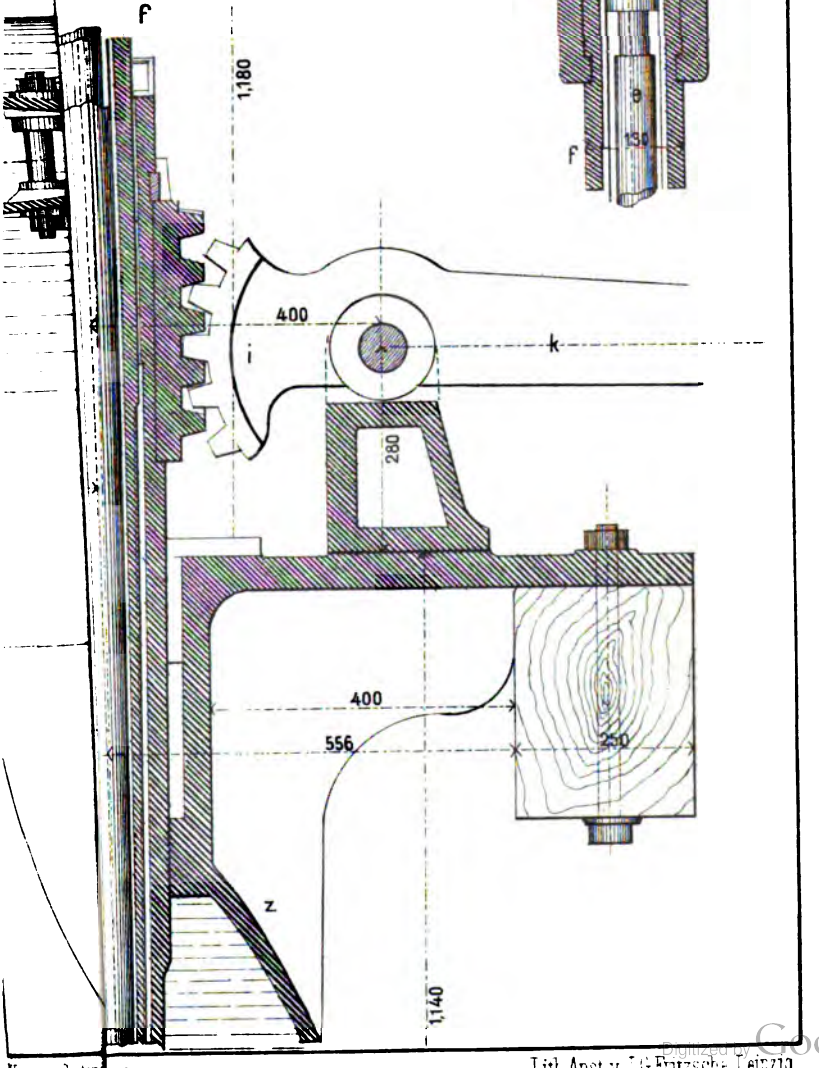
Digitized by Google

Digitized by Google

Fig.4.



ig.3.

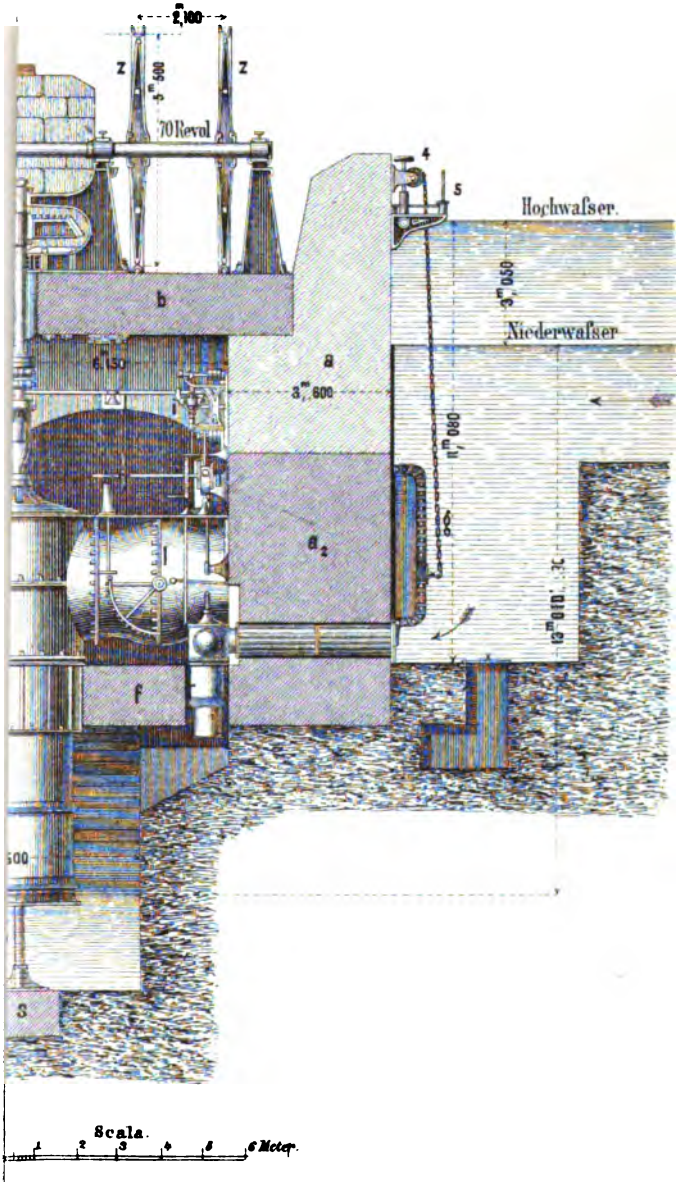


Lith. Anst. v. J. G. Franzsche. Leipzig

Digitized by Google

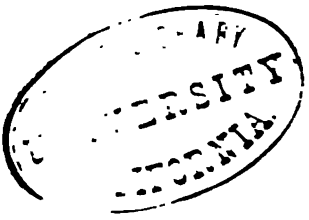
Digitized by Google

b.)



Herma
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche in Leipzig.

Google

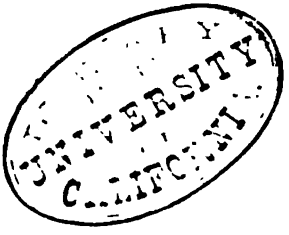


Digitized by Google

Digitized by Google

Hermann Cou

Mels des Herrn Joh. Heer



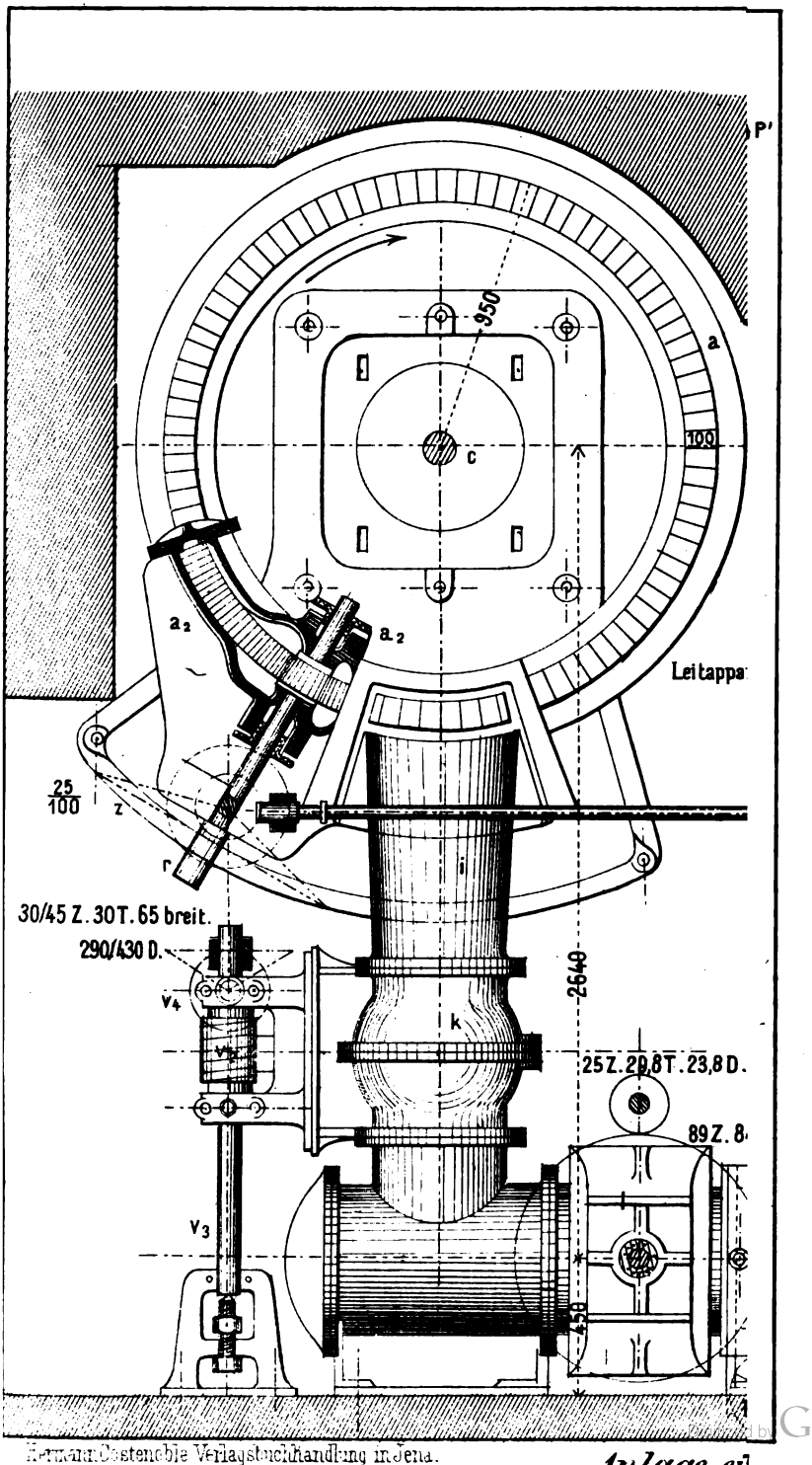
Digitized by Google

s des H^rn Joh. Heer in Glarus.

Lith. Anst. v. J.G. Fritzsche Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

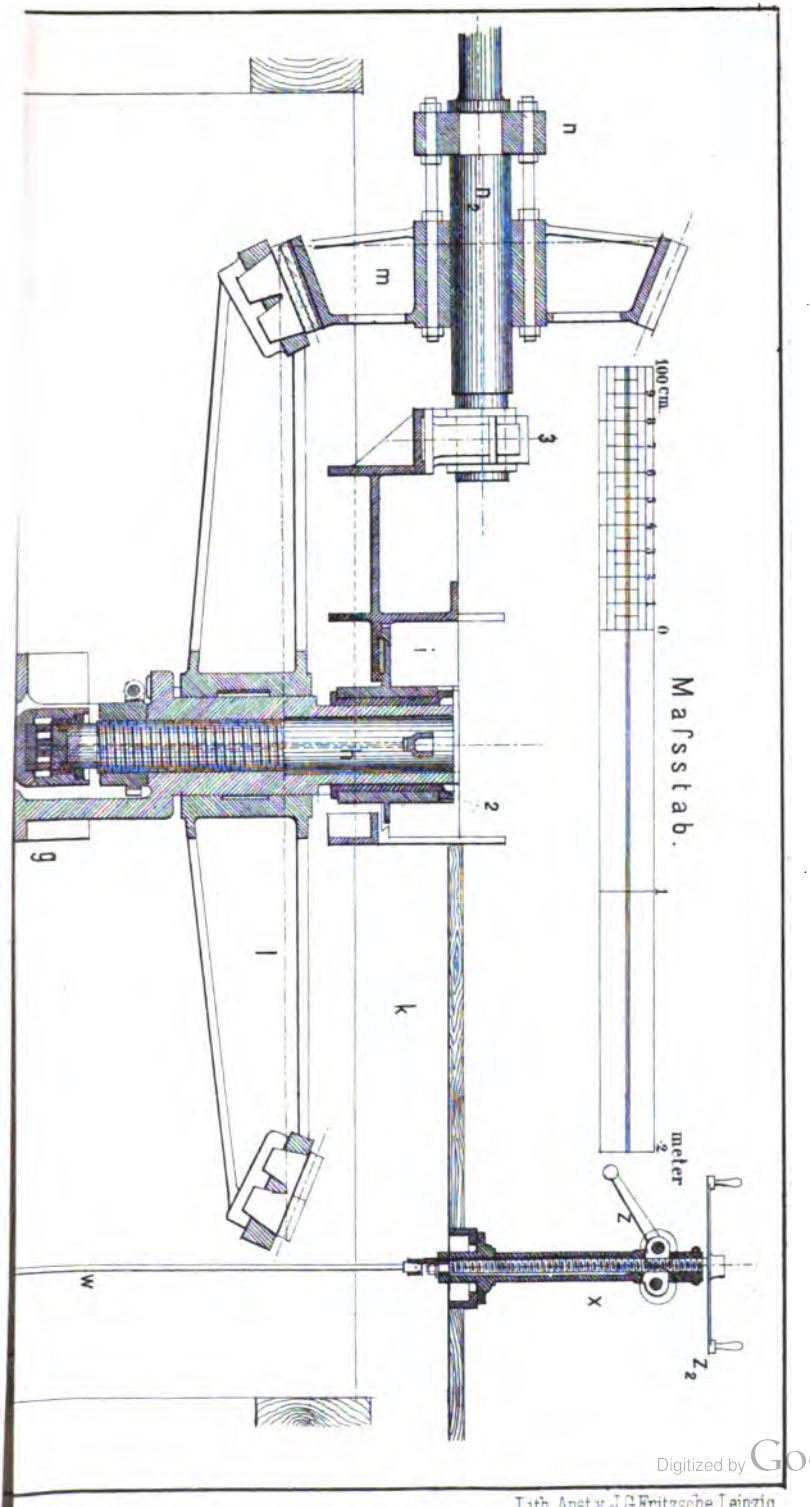


Digitized by Google

Hermann Costenoble Verlagsbuchhandlung in Jena.

Anlage ei
Installati

Digitized by Google

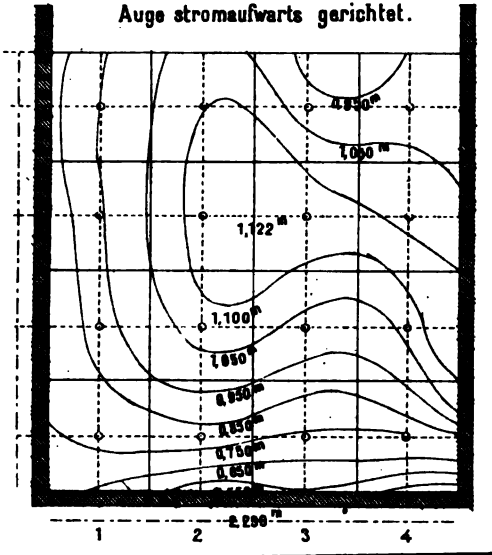


Digitized by Google

Lith. Anst v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Curven gleicher Wafsergeschwindigkeit bei voller Beaufschlagung.



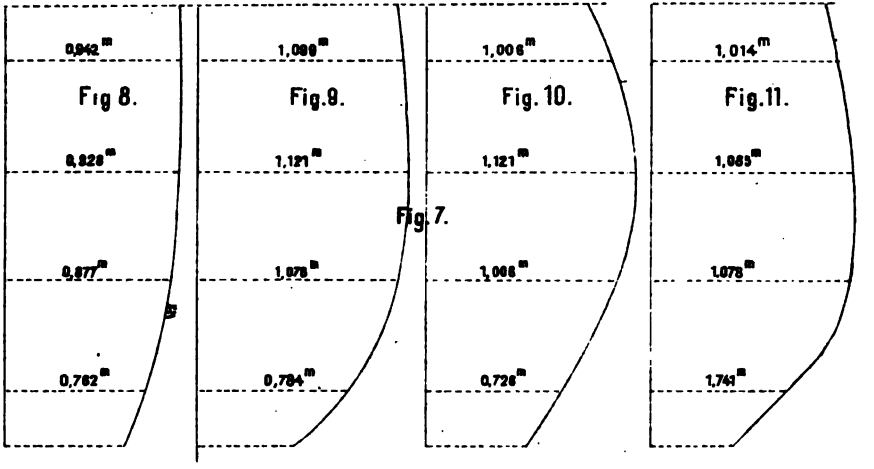
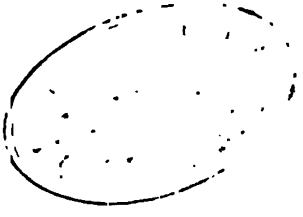


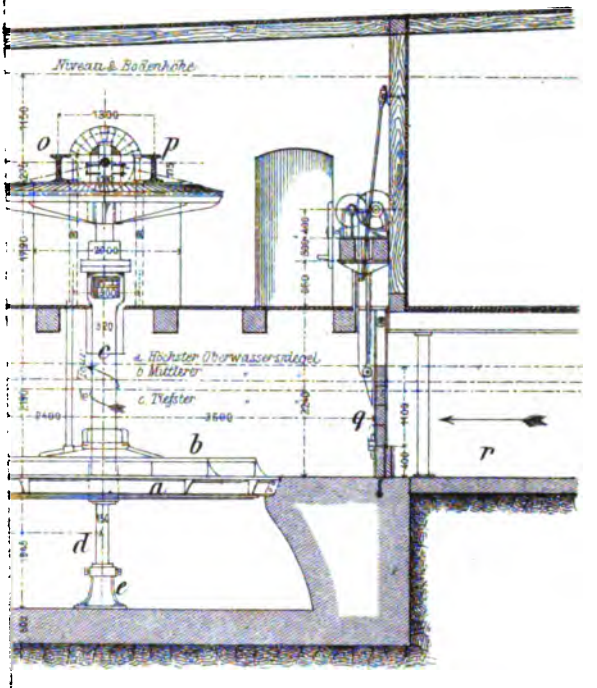
Fig. 7.

Lith Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google



Digitized by Google



00 liter = 40 Pferde = 3 Kränze offen.

00 = = 68 = = äußerster Kranz allein offen.

änze mit Handdobeln. Lauf-u. Leitrad = 2 theilig.

TIONSTURBINE

— SYSTEM JONVAL —

ausgeführt

HER WYSS & Co. in ZÜRICH

Maaßstab 1 : 100

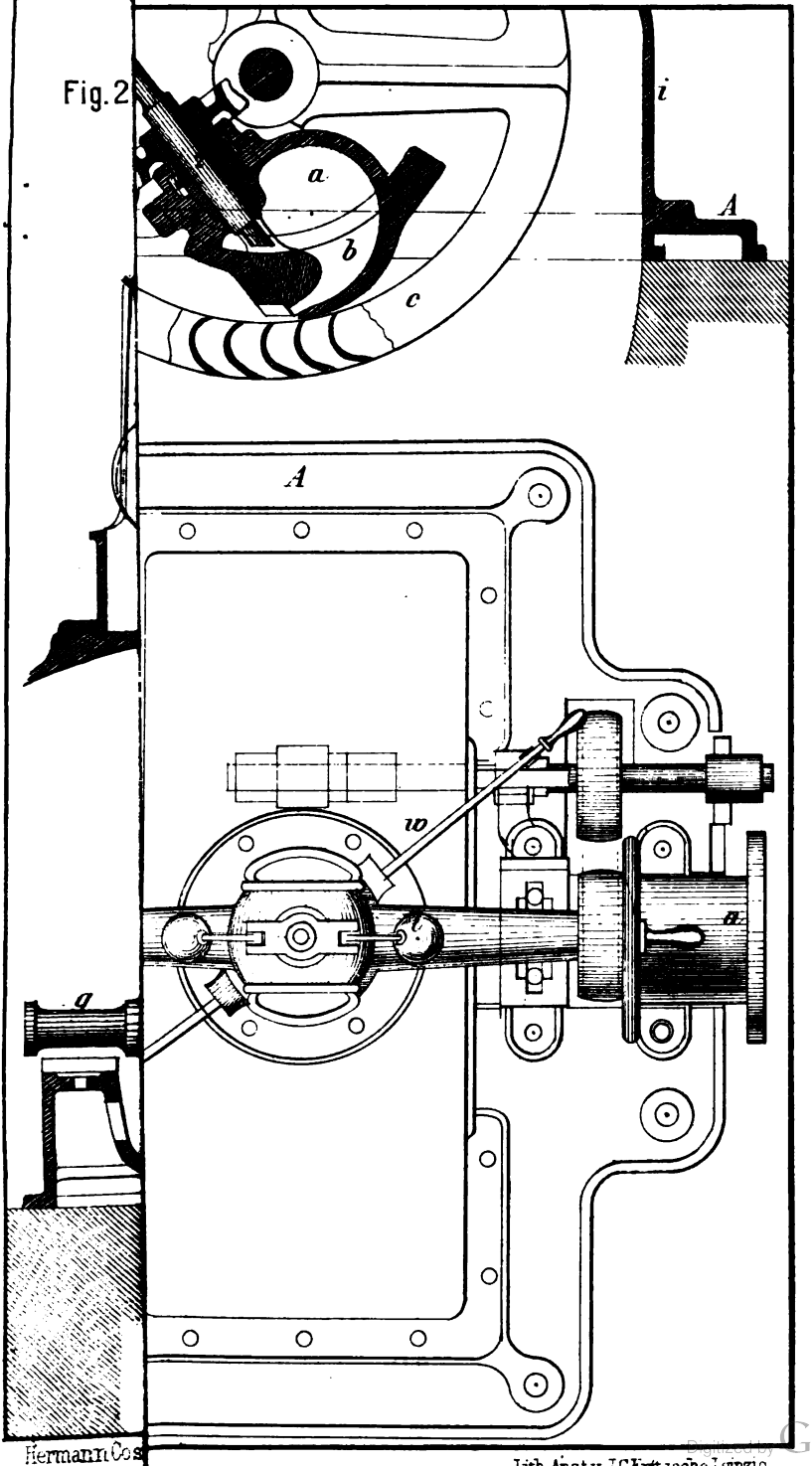
Hermann C

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 2



Hermann Cos

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

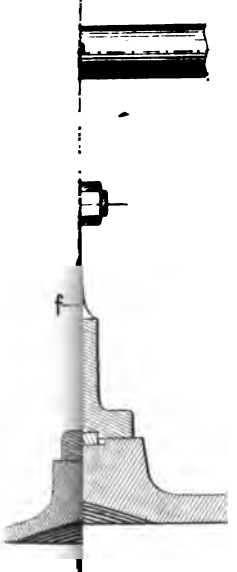
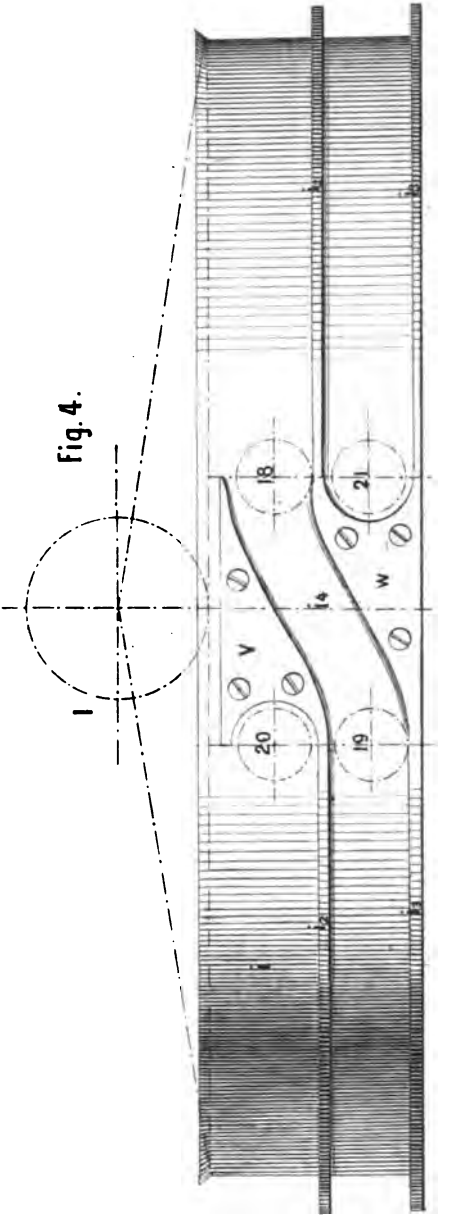


Fig. 4.



Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Maßstab = Hälfte der wirkl. Größe.

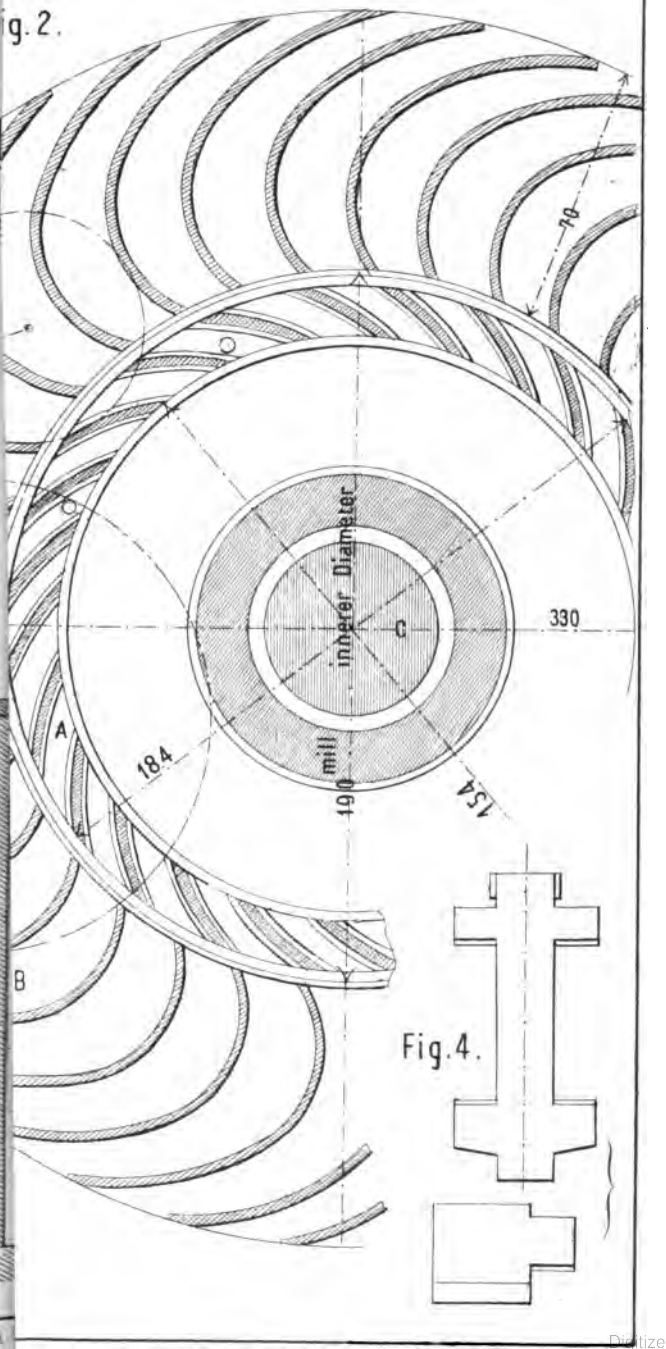


Fig. 4.

Lith Anst v. J.G. Fritzsche Leipzig.

Digitized by Google

sien (Schwarzwald)

Digitized by Google

Tafel 82.

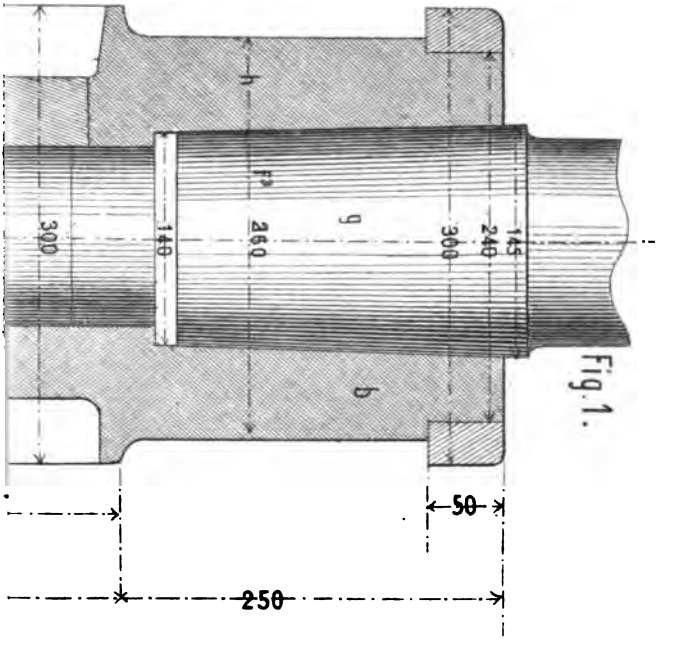


Fig. 1.

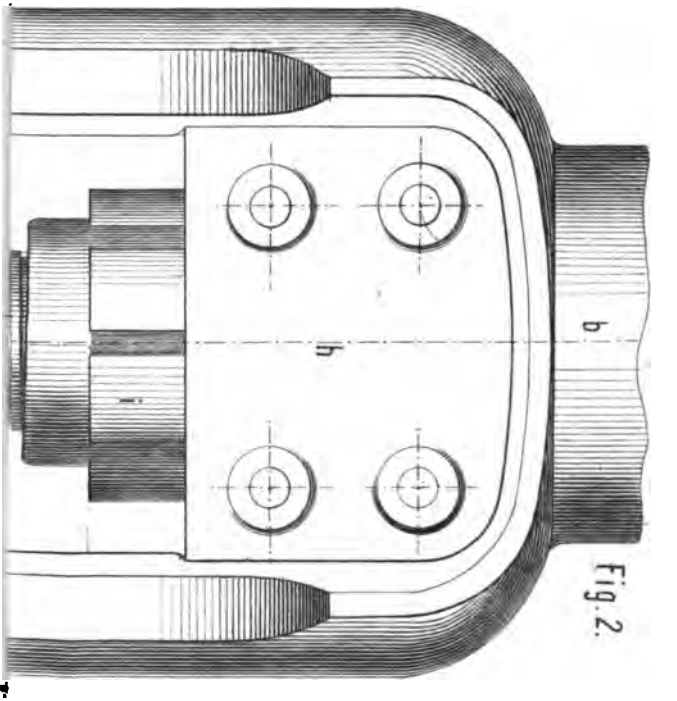
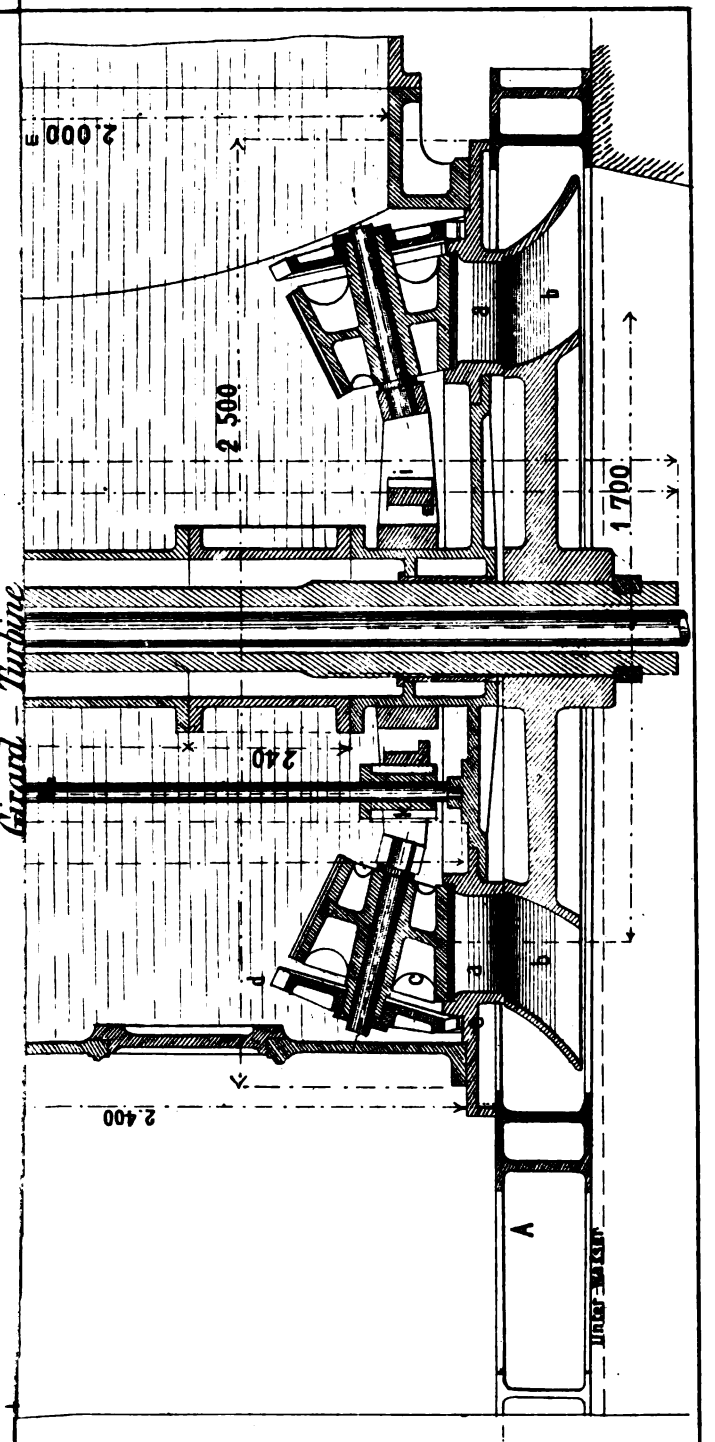


Fig. 2.

Digitized by Google

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

Digitized by Google

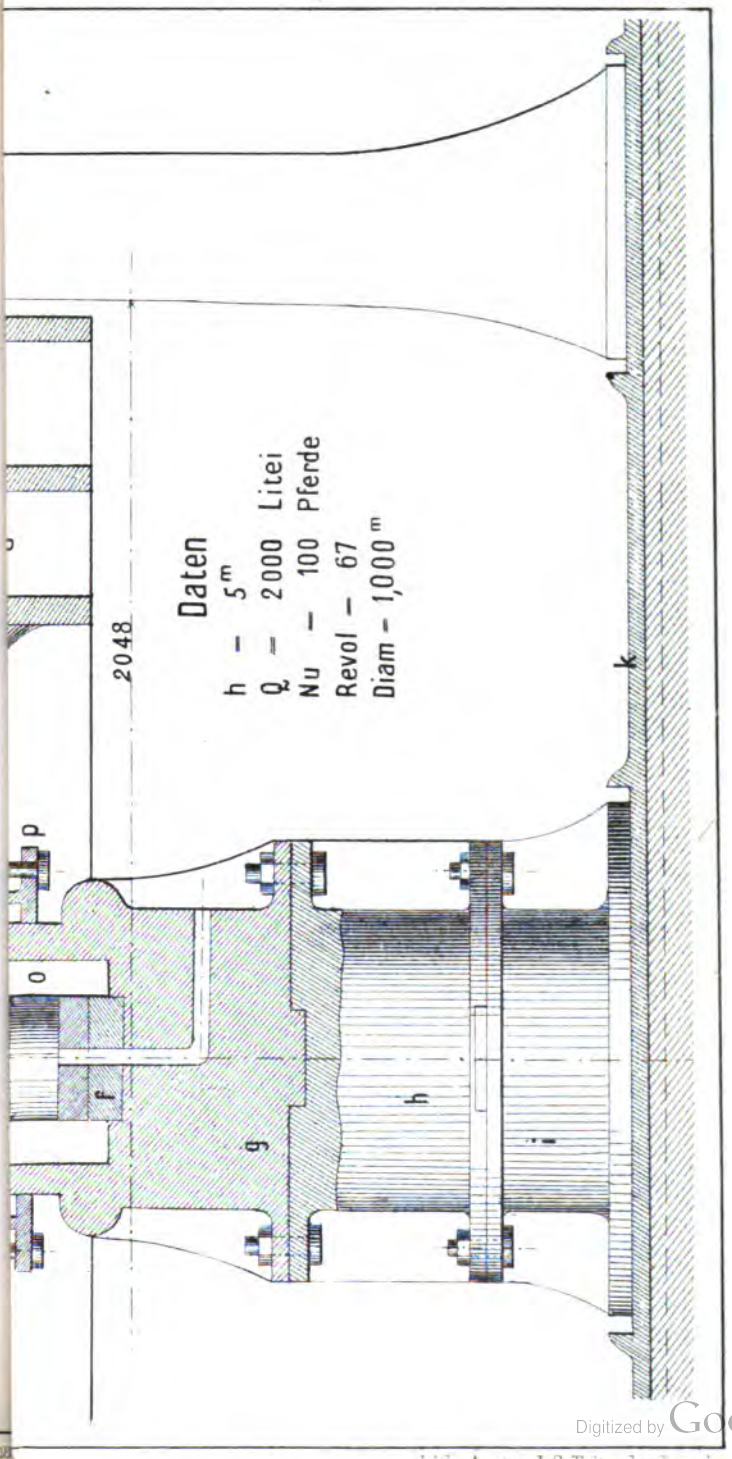


Hermann's Fontaine)

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig.

Digitized by Google

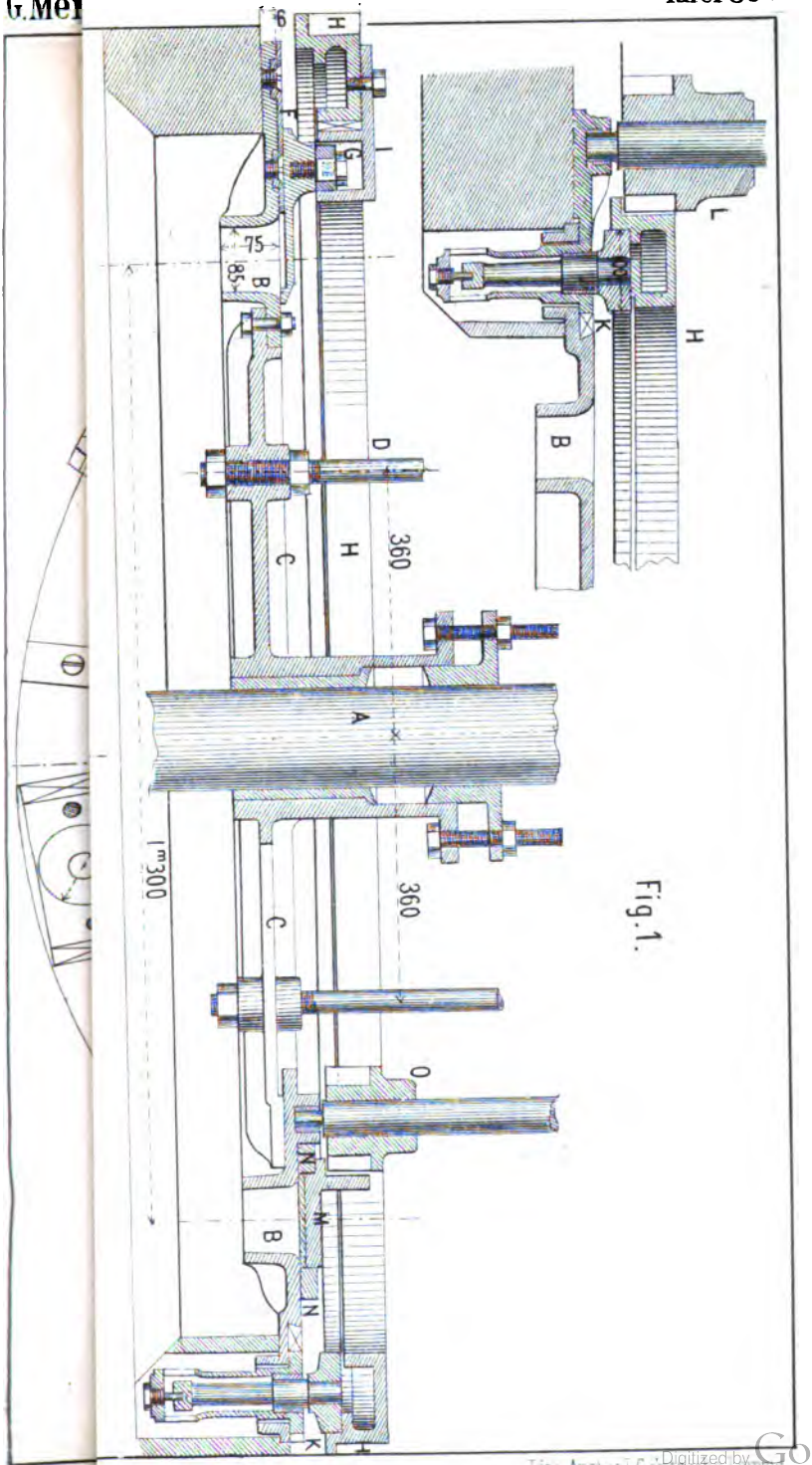


Fig. 1.

Digitized by Google

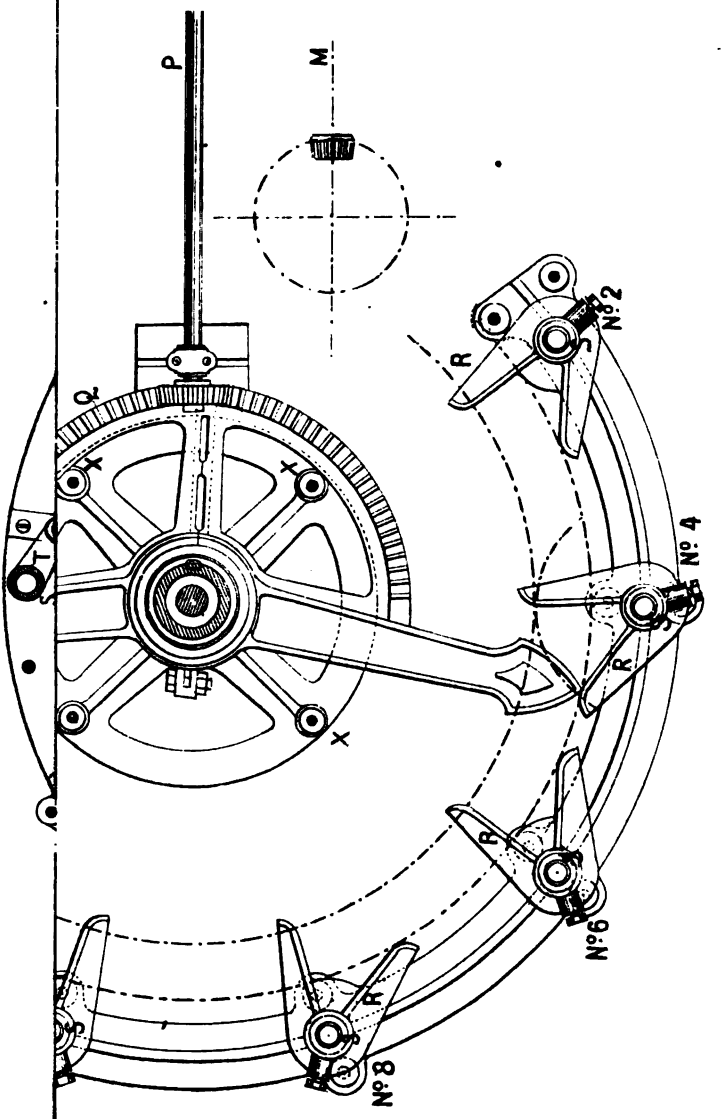
Hermann

bersegmenten.

REESE LIBRARY
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

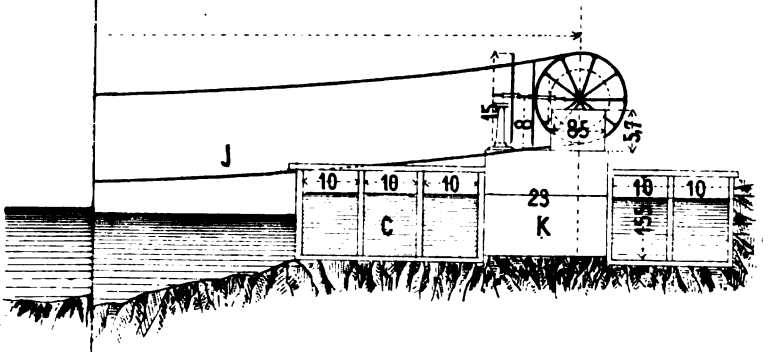
Digitized by Google

schiebern.



Digitized by Google

Digitized by Google

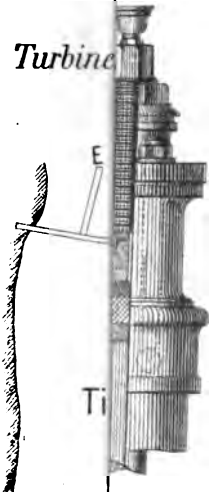


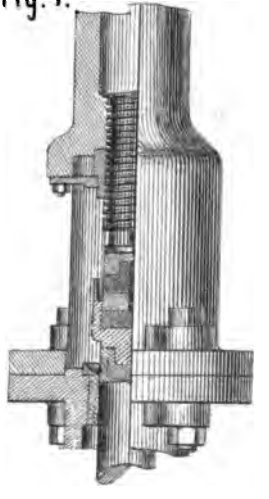
– & *Unterwaſser-Zapfen.*

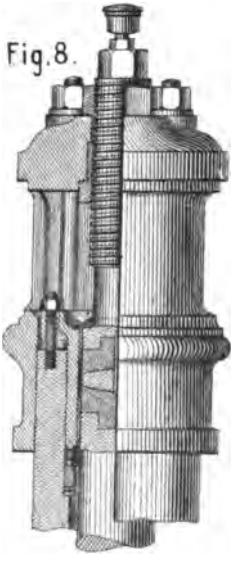
Fig. 7.

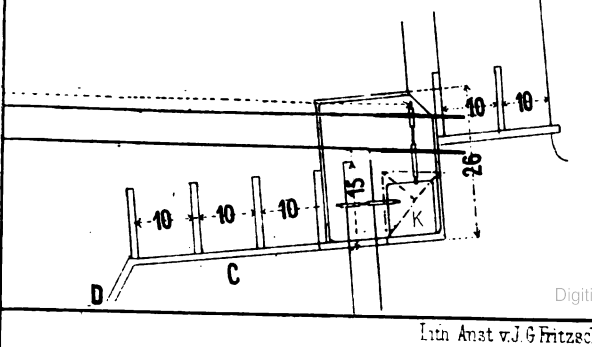
Fig. 8.

Turbine









Digitized by Google

Hermann Cost

Lith Anst v J G Fritzsche Leipzig.

Digitized by Google

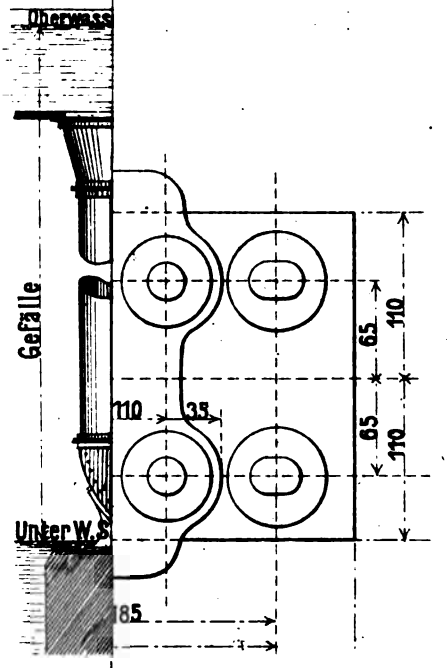
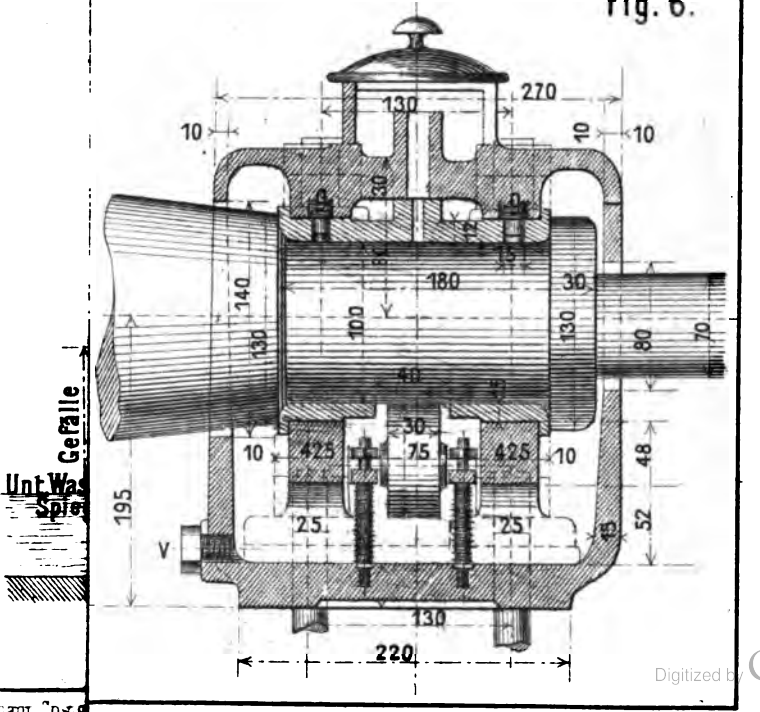


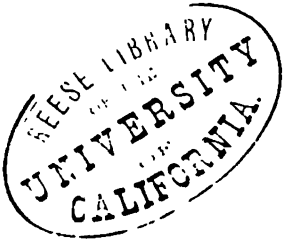
Fig. 6.



Digitized by Google

Herrmann. Cos.

Lith Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.



Digitized by Google

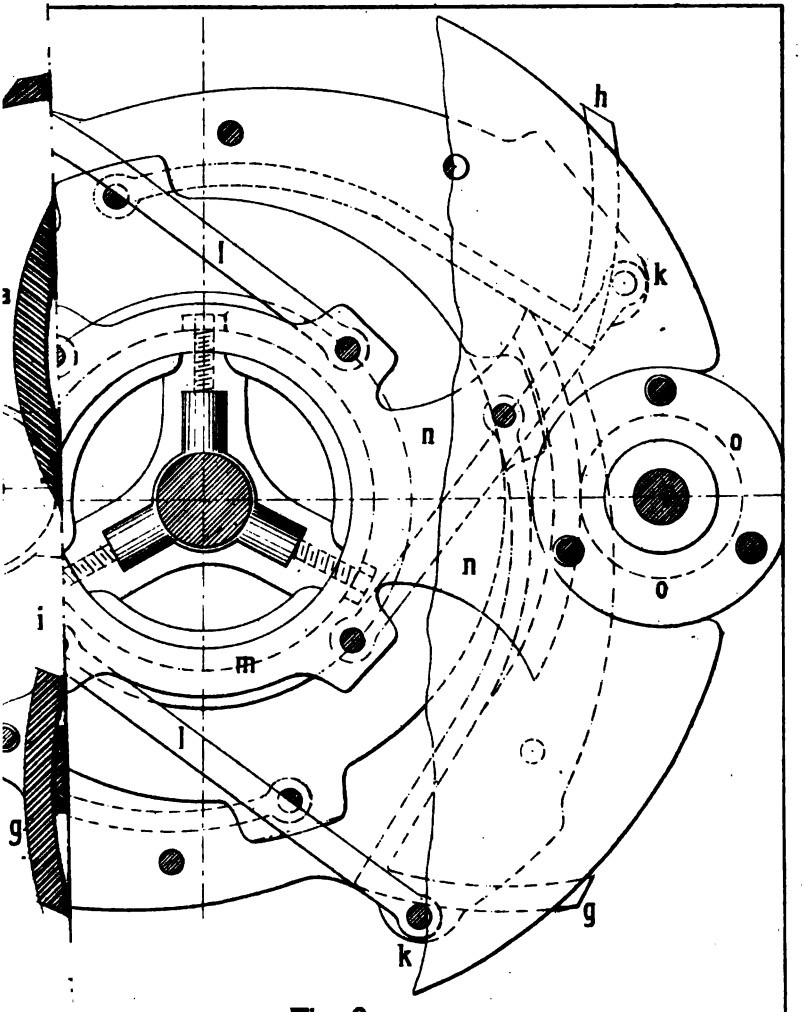


Fig.2.

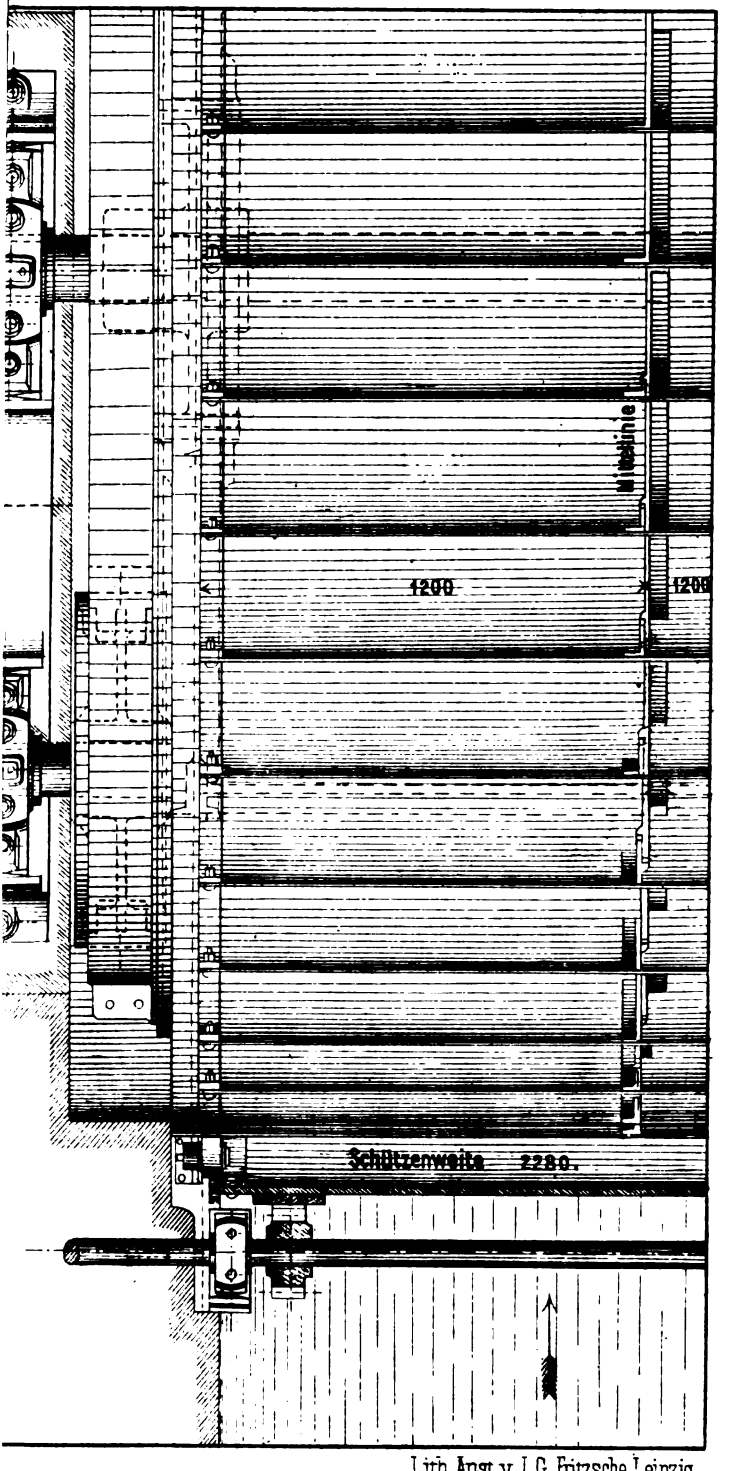
Fig.3.

Hermann

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

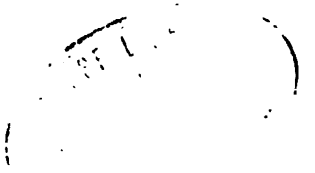
Digitized by Google



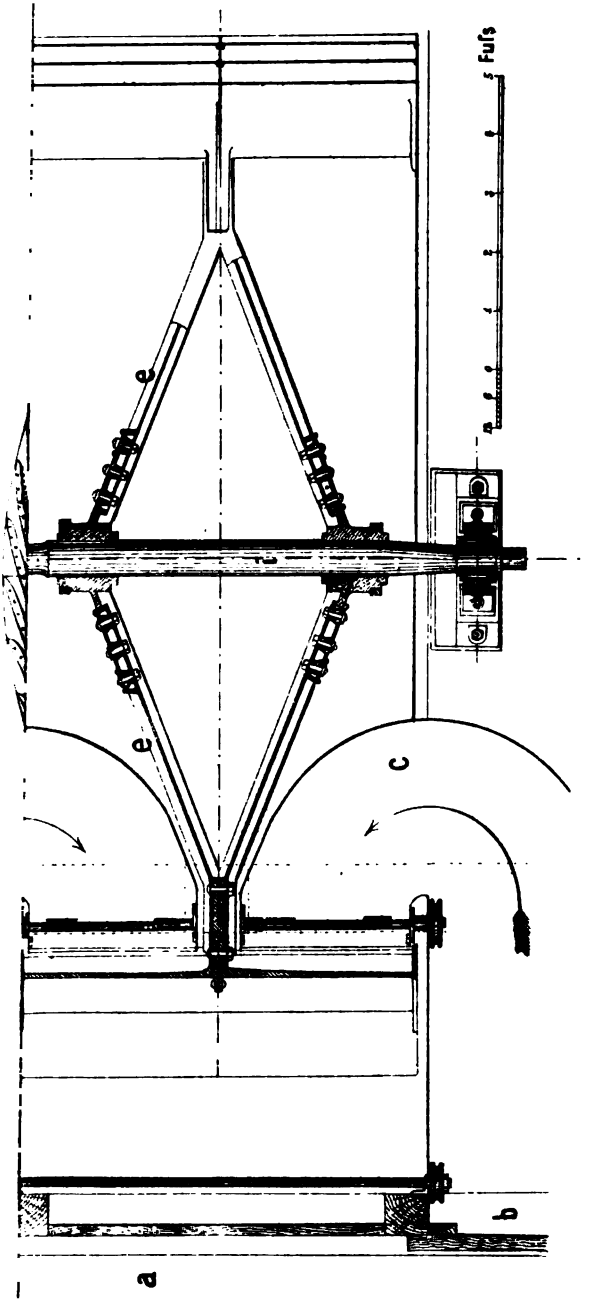
Lith Anst v. J. G Fritzsche, Leipzig.

hweiz.)

Digitized by Google



Digitized by Google

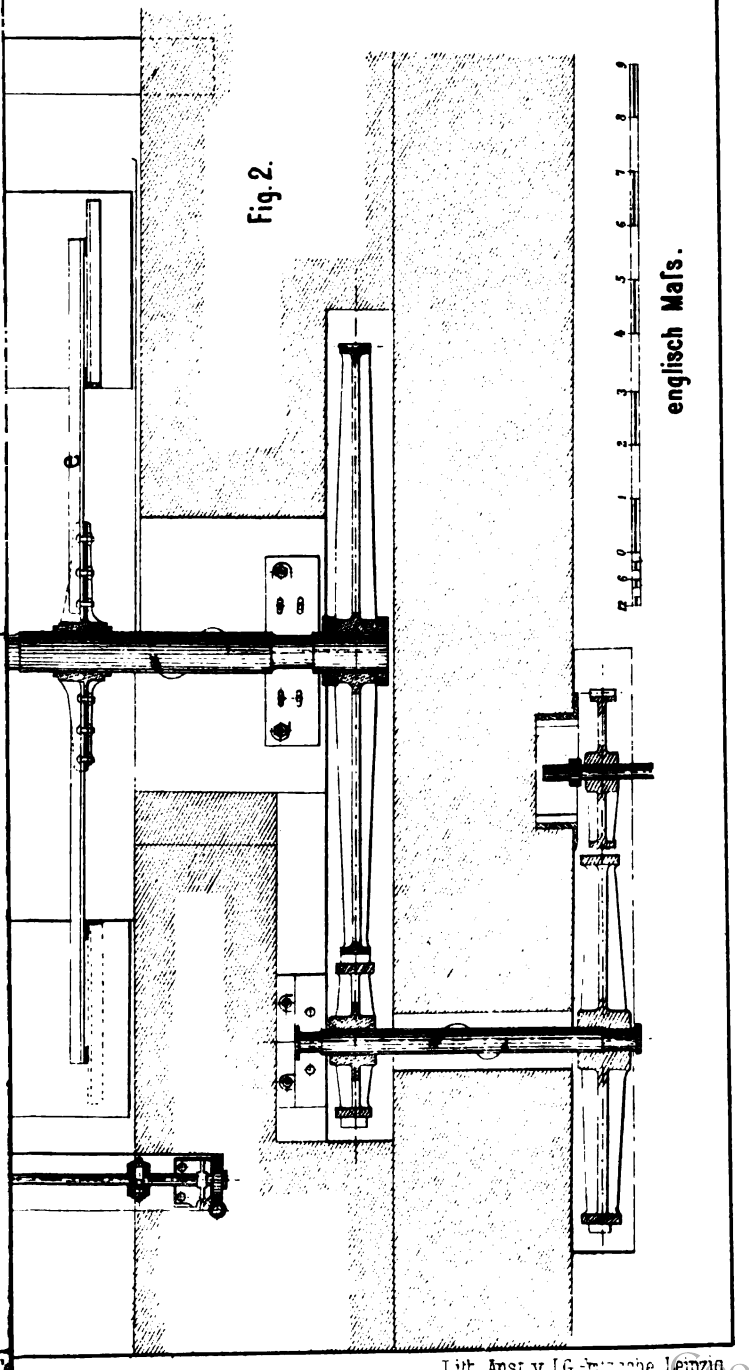


Lith. Anst. v. J.G. Frinzsche, Leipzig.

(Würtemberg.)

Digitized by Google

Digitized by Google



Lith. Anst. v. J.G. Imasche, Leipzig

ei Ulm (Würtemberg.)

Digitized by Google

Digitized by Google

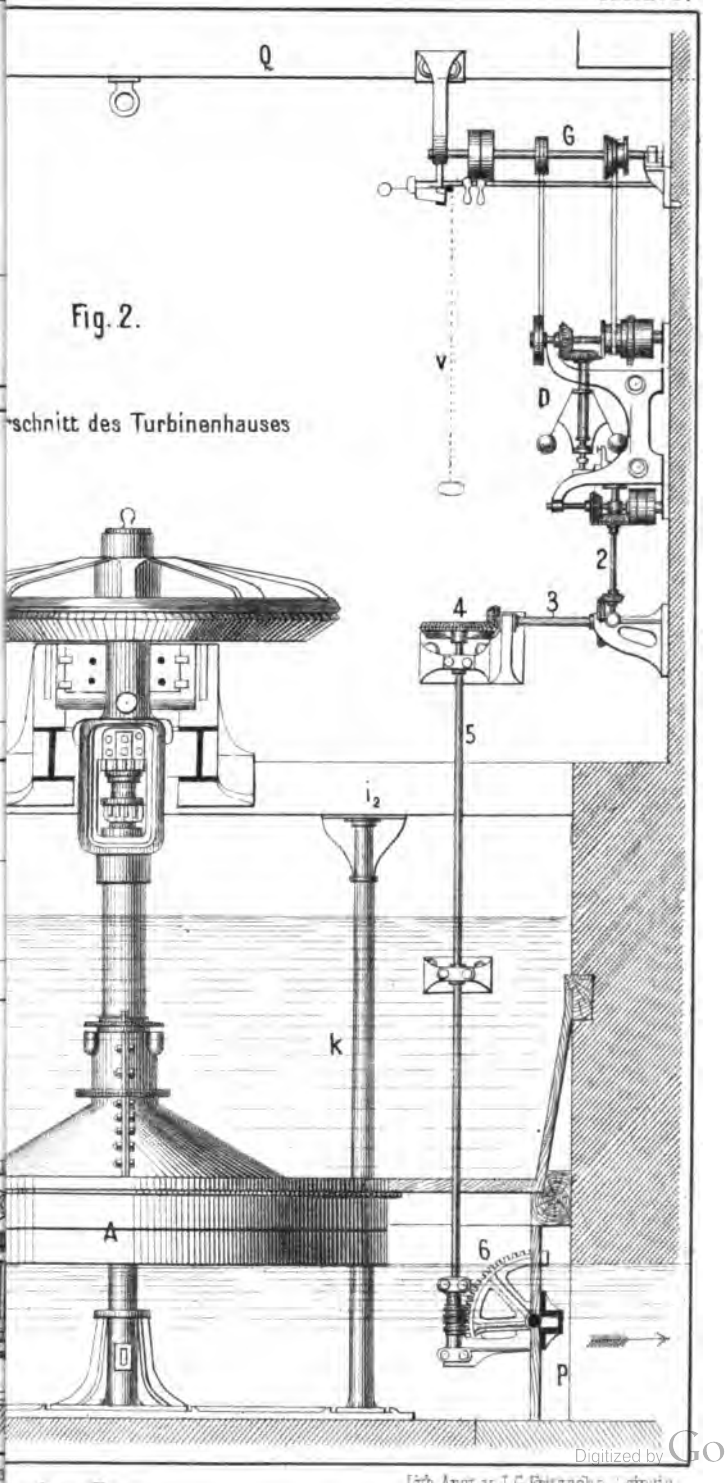


Fig. 2.

schnitt des Turbinenhauses

Hermann Cos

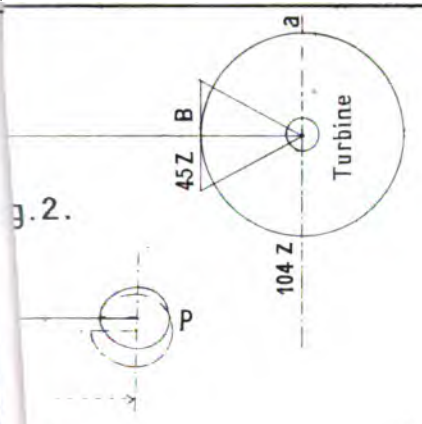
s in Bern.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

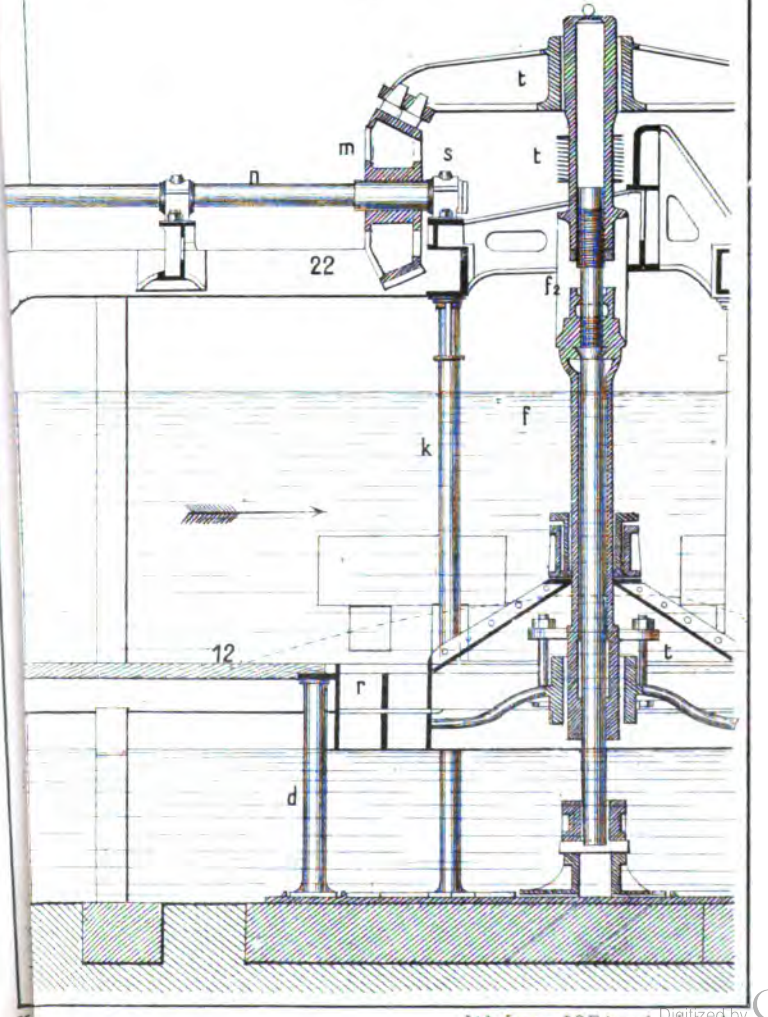
Digitized by Google

g. 2.



Lage des Bremsapparates bei den Bremsproben.

II

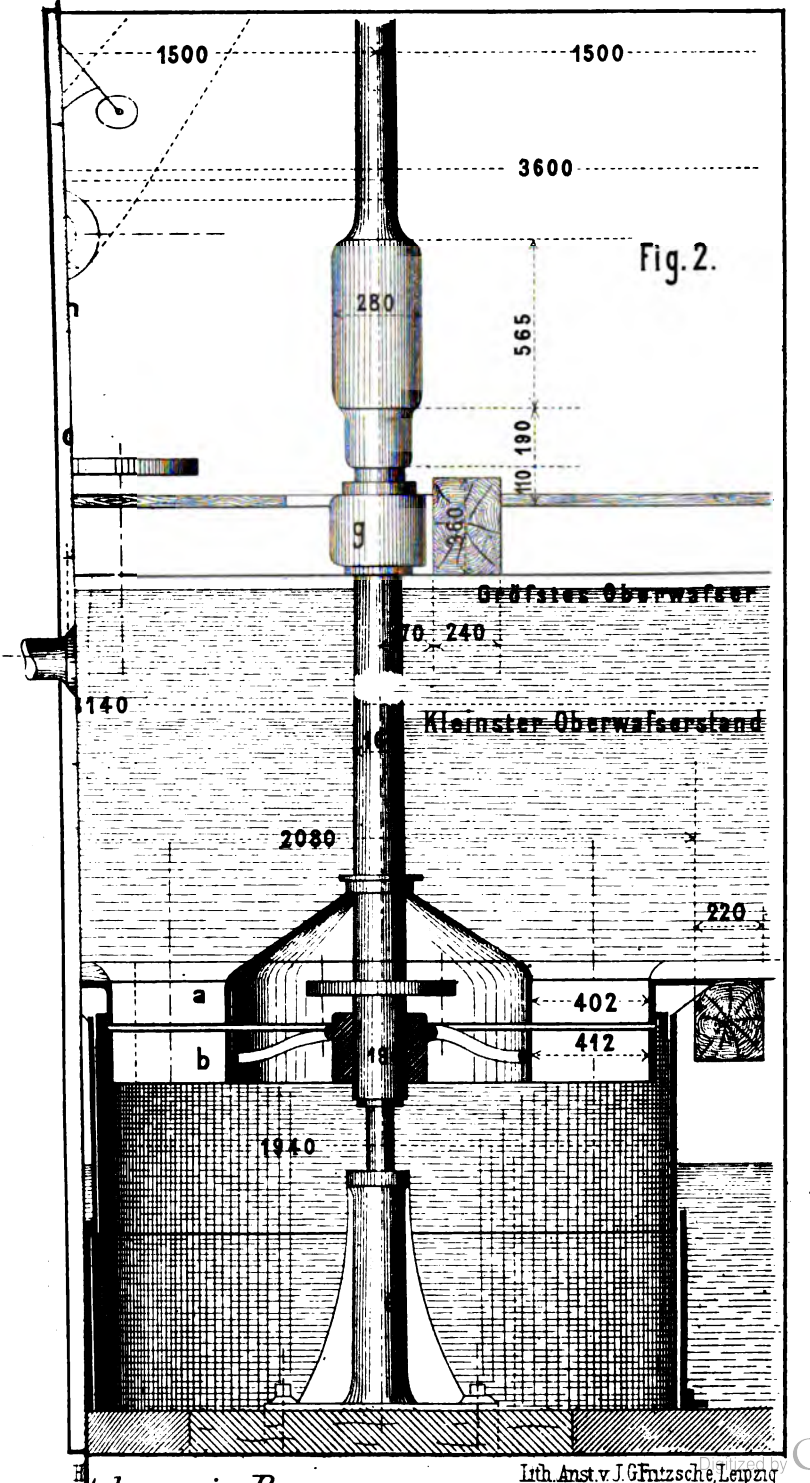


...es in Bern.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



nlagen, in Bern.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

schiebern.

Axialturbine mit einem flachen u. einem cylindrischen Rundschieber.

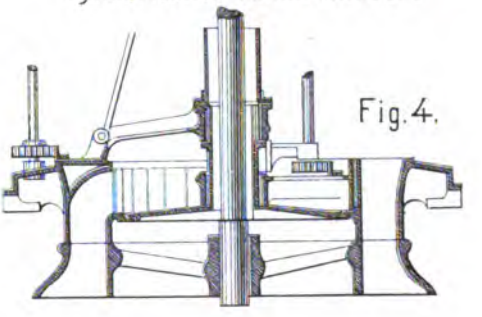


Fig. 4.

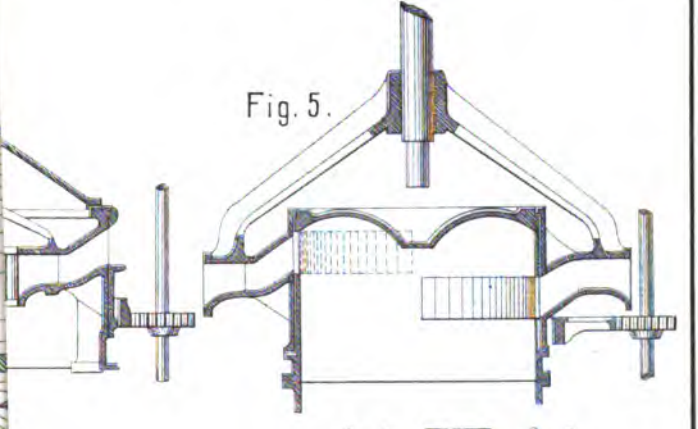


Fig. 5.

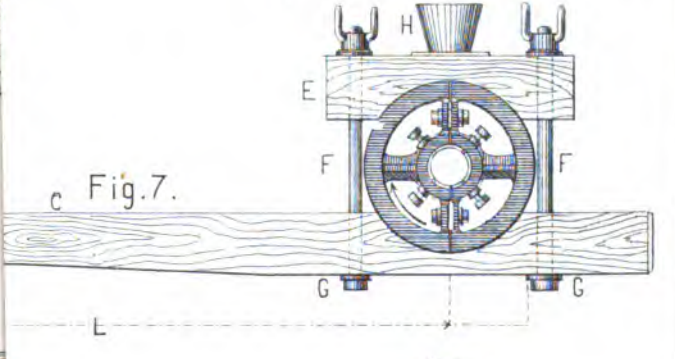


Fig. 7.

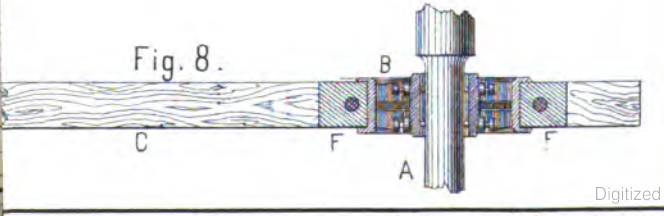


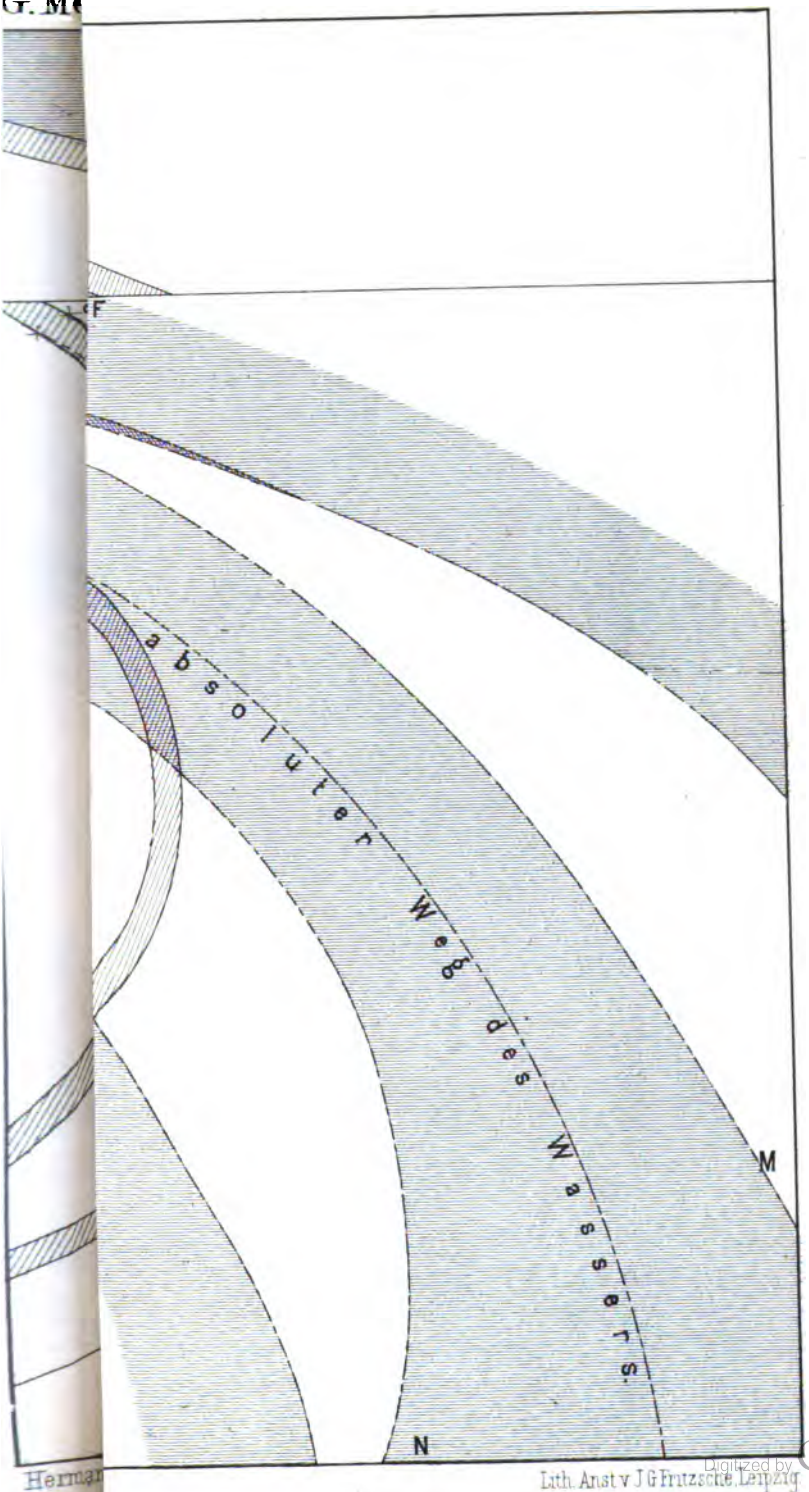
Fig. 8.

Digitized by Google

Herm

Lith Anst. v J G Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google



Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

Knowlton u. Dolan.

Fig. 4.

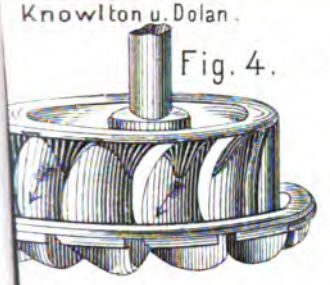
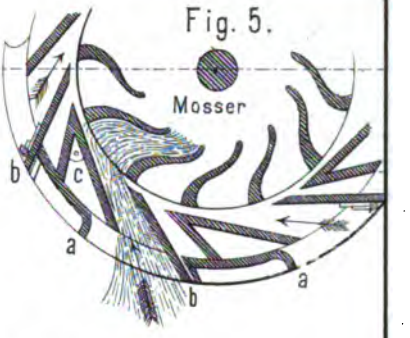


Fig. 5.



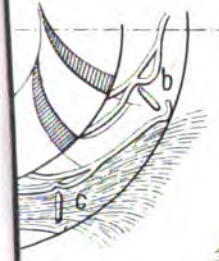
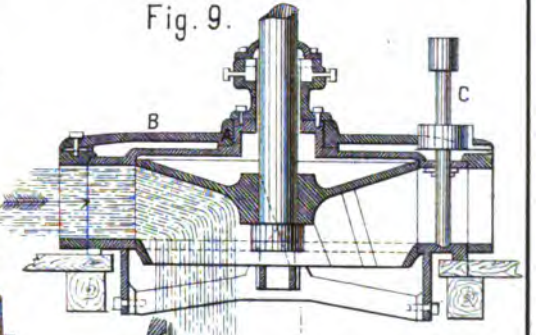


Fig. 9.



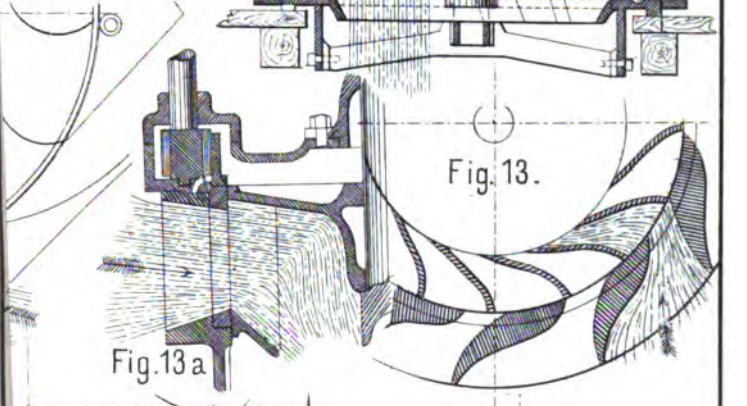


Fig. 13.

Fig. 13a

g. 16.

Fig. 17.

Digitized by Google

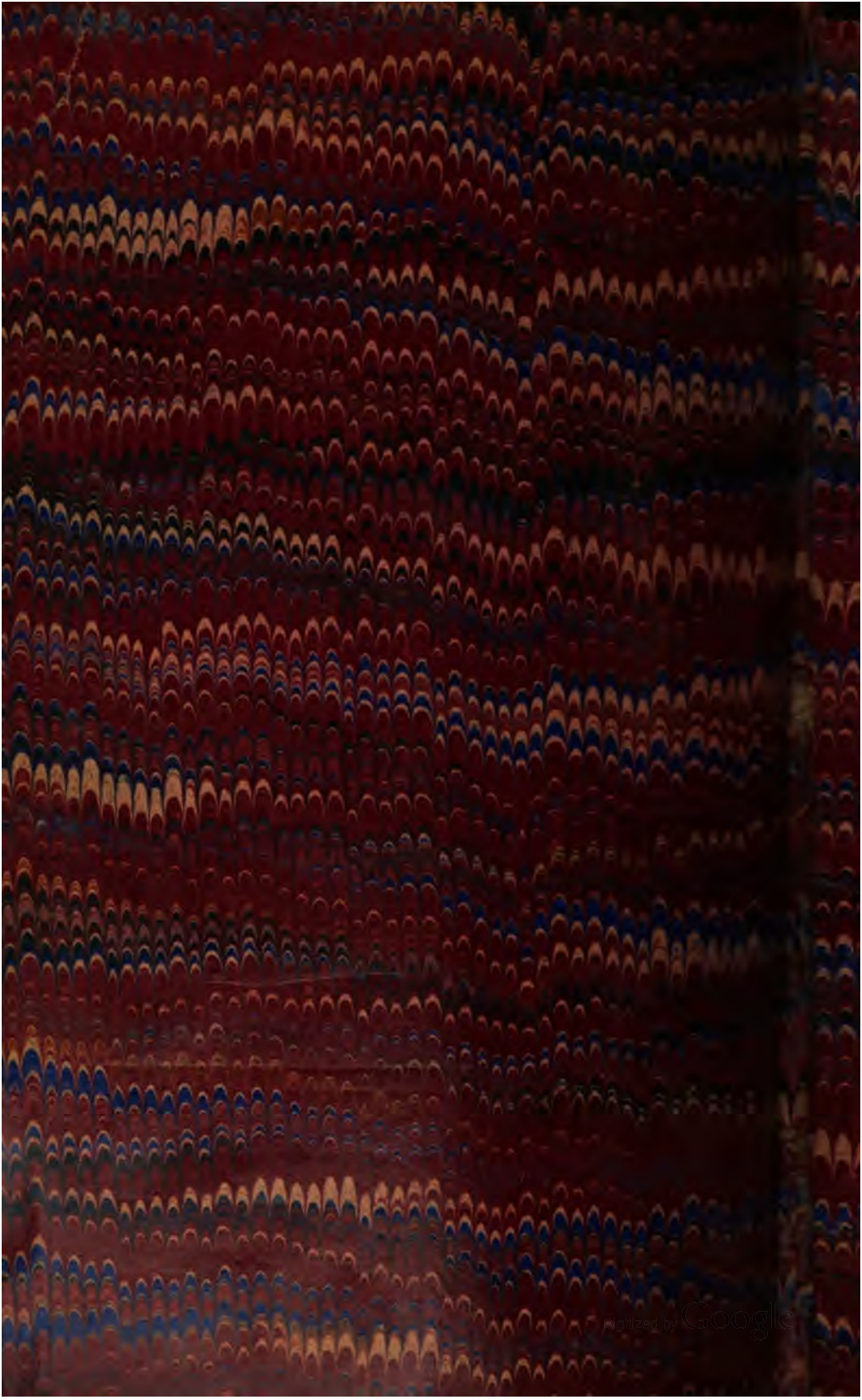
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google


Digitized by Google

YC 19859

TJ860
M4
v.2:2

22599

UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

Digitized by Google